

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Hydraulické napínací zařízení dlouhých pásových dopravníků

Hydraulic Operated Take-up Unit for Long Belt Conveyors

Student:

Bc. Aleš Kotas

Vedoucí diplomové práce:

Prof. Ing. Jaromír Polák, CSc.

Ostrava 2009

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35, odst. 3).
- Souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, же оdevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby

V Ostravě:.....

.....

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KOTAS, A. Hydraulické napínací zařízení dlouhých pásových dopravníků. Ostrava: Institut dopravy, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2009, 93 s. Diplomová práce, vedoucí Polák, J.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem hydraulického napínacího zařízení dlouhých pásových dopravníků. V rešerši je popsána funkce a typy napínacích zařízení, dopravní pás včetně popisu dopravníku. Je proveden výpočet pásového dopravníku dle ČSN ISO5048. Analýzou tahových sil v páse určíme odpovídající zdvih hydraulického napínacího zařízení v různých pracovních režimech chodu pásového dopravníku. Je sestaven hydraulický obvod s příslušnými komponenty pro požadovanou funkci zařízení. Jsou provedeny potřebné pevnostní výpočty včetně kontroly jednotlivých dílů pomocí MKP.

THESIS ANNOTATION

KOTAS, A. Hydraulic Operated Take-up Unit for Long Belt Conveyors. Ostrava: Institute of Transportation, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB - Technical University of Ostrava, 2009, 93 p. ; Head of the thesis: Polák, J.

The thesis deals with a constructional proposal of hydraulic operated take-up unit long belt conveyers. In the background research has been described function and variety of stretching device, conveyort belt inclusive description conveyer. According to standard No. CSN ISO5048 has been calculated the belt conveyer . The analysis tension coaming in the belt has been specific the appropriate deviation of hydraulic operted take-up unit in the different work regimes the belt conveyer. Hydraulic perimeter has been compiled with the appropriate component for the requisite function the arrangement. The needed strenght calculations inclusive verification the single part the help of FEM has been solved.

Obsah

1. Napínací zařízení pásových dopravníků	17
1.1 Funkce napínacího zařízení.....	17
1.2 Typy napínacích zařízení.....	18
1.2.1 Tuhá napínací zařízení.....	18
1.2.2 Napínání se závažím.....	19
1.2.3 Napínání s regulovatelnou napínací silou.....	20
1.3 Napínací stanice.....	22
1.3.1 Napínací stanice se šroubem.....	22
1.3.2 Napínací stanice se závažím.....	22
1.3.3 Napínací stanice s elektrickým vrátkem.....	23
1.3.4 Hydraulická napínací stanice.....	24
1.4 Pneumatické napínací zařízení firmy Ostroj a. s.	26
1.4.1 Článek napínacího zařízení.....	27
1.4.2 Podstavec vratné stanice.....	28
1.4.3 Vratná stanice napínacího zařízení.....	28
1.4.4 Napínací vozík.....	28
1.4.5 Držák přímočarých pneumotoru.....	29
1.4.6 Podpěrný vozík.....	30
1.4.7 Doraz.....	30
1.4.8 Konzola.....	30
1.4.9 Přímočarý pneumotor.....	31
1.4.10 Ovládací skříň.....	31
2. Popis pásového dopravníku.....	32
2.1 Poháněcí stanice.....	32
2.2 Rám poháněcí stanice.....	32
2.3 Hnací buben.....	32
2.4 Pohon.....	32
2.5 Převodovka.....	32
2.6 Spojka.....	33
2.7 Brzda.....	33
2.8 Článek tratě.....	33
2.9 Napínací stanice.....	33

2.10	Vratná stanice.....	34
2.11	Výložník.....	34
2.12	Výsypná hlava.....	34
2.13	Násyp.....	34
2.14	Stěrač spodní větve.....	35
2.15	Stěrač spodní.....	35
2.16	Kryty výložníku.....	35
2.17	Kryty boční	35
2.18	Bezpečnostní zařízení.....	35
3.	Dopravní pás FTT. STOMIL-WOLBROM.....	36
3.1	Pracovní podmínky a použití.....	36
3.2	Základní vlastnosti.....	36
4.	Výpočet pásového dopravníku dle ISO5048	37
4.1	Vstupní parametry	37
4.2	Výpočet dopravního množství q [kg/m].....	37
4.2.1	Využitelná ložná šířka pásu b [m].....	39
4.2.2	Celková plocha průřezu náplně pásu S_v [m].....	39
4.2.3	Celková skutečná plocha průřezu náplně pásu S [m ²].....	39
4.2.4	Dopravované množství Q [t/hod].....	40
4.2.5	Dopravní množství q [kg/m].....	40
4.3	Návrh dopravního pásu.....	40
4.4	Pohybové odpory pásového dopravníku.....	40
4.4.1	Hlavní odpory.....	41
4.4.2	Vedlejší odpory.....	41
4.4.3	Přídavné odpory.....	42
4.5	Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu F_U [N].....	43
4.6	Návrh pohonu pásového dopravníku.....	43
4.6.1	Potřebný provozní výkon poháněcího elektromotoru, volba elektromotoru.....	43
4.6.2	Výpočet převodovky, volba převodovky.....	44
4.6.3	Návrh spojky.....	44
4.6.4	Skutečná dopravní rychlost, kontrola dopravního výkonu.....	45
4.7	Kontrola rozběhu dopravníku.....	46

4.7.1	Statický moment od zatížení dopravníku redukovaný na hřídel motoru M_{SM} [N.m].....	46
4.7.2	Dynamický moment zátěže M_{DM} [N.m].....	46
4.7.3	Kontrola rozběhu.....	46
4.8	Kontrola brzdění dopravníku a návrh brzdy.....	47
4.8.1	Dynamický brzdňý moment M_{DB} [N.m].....	47
4.8.2	Brzdňý moment potřebný k zastavení dopravníku M_{B1} [N.m].....	47
4.8.3	Brzdňý moment potřebný k udržení dopravního pásu v klidu M_{B2} [N.m].....	47
4.8.4	Kontrola brzd.....	48
4.9	Tahy v dopravním pásu.....	48
4.9.1	Maximální obvodová síla $F_{U,max}$ [N].....	48
4.9.2	Tah v pásu ve sbíhající větvi $F_{2,min}$ [N].....	48
4.9.3	Tah v pásu v nabíhající větvi $F_{1,min}$ [N].....	48
4.10	Napínací síla F_{ZS} [N].....	49
4.11	Skutečné tahy v dopravním pásu.....	49
4.11.1	Maximální síla v pásu F_{max} [N].....	49
4.11.2	Tah v pásu ve sbíhající větvi F_{os} [N].....	49
4.11.3	Tah v pásu v nabíhající větvi F_{ns} [N].....	49
4.12	Pevnostní kontrola dopravního pásu.....	50
4.13	Měrný tlak mezi bubnem a pásem p_{sk} [MPa].....	50
5.	Výpočet tahových sil v dopravním páse.....	51
5.1	Graficko - početní metoda.....	51
5.1.1	Výpočet tahové síly v pásu relativně k tahu v bodě 0.....	52
5.1.2	Velikost odbíhající síly F_o [N].....	53
5.1.3	Dovolený průvės dopravního pásu.....	54
6.	Prodloužení dopravního pásu a zdvih napínacího zařízení.....	55
6.1	Tahová tuhost pásu $E \cdot B$ [N].....	55
6.2	Zdvih napínacího zařízení při ustáleném chodu dopravního pásu ΔS_{DU} [m].....	55
6.3	Zdvih napínacího zařízení při rozběhu a brzdění dopravního pásu $\Delta S_{DR,Z}$ [m].....	56

6.3.1	Dynamické síly při rozběhu a brzdění dopravního pásu $F_{Dh}, F_{DS} [N]$	56
6.3.2	Potřebný zdvih napínacího zařízení pro rozběh dopravního pásu.....	57
6.3.3	Potřebný zdvih napínacího zařízení pro brzdění dopravního pásu.....	58
6.4	Trvale prodloužení dopravního pásu $\Delta S_c [m]$	58
7.	Hydraulické napínací zařízení.....	59
7.1	Vstupní hodnoty.....	59
7.2	Schéma a popis hydraulického obvodu.....	60
7.3	Výpočet a charakteristiky jednotlivých prvků hydraulického obvodu.....	61
7.3.1	Návrh a výpočet hydraulického válce.....	61
7.3.2	Návrh a výpočet čerpadla.....	63
7.3.3	Charakteristika řídicích prvků.....	65
7.3.4	Snímač tlaku.....	68
7.4	Návrh akumulátoru.....	69
7.4.1	Zadané hodnoty.....	69
7.4.2	Návrh a výpočet celkového objemu akumulátoru.....	69
7.5	Vyhláška Českého báňského úřadu č. 22/1989 Sb.....	70
7.6	Technické parametry.....	70
7.7	Popis zařízení.....	70
7.8	Popis funkce.....	71
8.	Pevnostní výpočty.....	73
8.1	Výpočet šroubů poháněcí stanice.....	73
8.1.1	Síly působící na poháněcí stanici.....	73
8.1.2	Potřebný utahovací moment.....	74
8.1.3	Napětí vzniklé utahovacím momentem.....	75
8.2	Výpočet šroubů poháněcí stanice.....	76
8.2.1	Síly působící na poháněcí stanici.....	76
8.2.2	Potřebný utahovací moment.....	76
8.2.3	Napětí vzniklé utahovacím momentem.....	77
8.3	Kontrola čepů kloubové hlavy.....	78
8.3.1	Kontrola měrného tlaku.....	79
8.3.2	Kontrola na střih.....	79

8.4	Výpočet kotvicích šroubu hydraulického válce.....	80
8.4.1	Přenos zatížení třením.....	80
8.4.2	Přenos zatížení stříhem dřívků šroubů.....	82
8.5	Kontrola na klopení vozíků.....	83
8.6	Kontrola jednotlivých dílů MKP.....	84
8.6.1	Příčnik napínacího vozíku.....	84
8.6.2	Držák hydraulického válce.....	87
9.	Závěr.....	90
10.	Seznam použitých pramenů.....	91
11.	Přílohy.....	92

Seznam značek a označení

B	šířka dopravního pásu	[m]
b	využitelná ložná šířka pásu	[m]
C	součinitel vedlejšího odporu	[-]
D	průměr poháněcího bubnu	[m]
D_p	průměr pistu	[m]
D_d	vnitřní průměr podložky	[mm]
D_s	velikost otvoru klíče	[mm]
D_1	vnitřní průměr závitu šroubu	[mm]
d	vnější průměr závitu	[mm]
d_c	průměr čepu	[mm]
d_p	průměr pístnice	[m]
d_h	průměr válečku v horní větvi	[m]
d_d	průměr válečku v spodní větvi	[m]
d_s	průměr dřívku šroubu	[mm]
d_2	střední průměr závitu šroubu	[mm]
d_3	malý průměr závitu šroubu	[mm]
EB	tahová tuhost pásu	[N]
F_H	síla potřebná k překonání pohybových odporu dopravníku	[N]
F_r	odpor čističe pásu	[N]
F_{St}	síla potřebná k překonání dopravní výšky	[N]
F_{bA}	odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování	[N]
F_1	odpor ohybu pásu na bubnu	[N]
F_{N2}	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedení v místě urychlování	[N]
F_U	obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu	[N]
$F_{U,max}$	maximální obvodová síla	[N]
F_{Dh}	dynamická síla v horní větvi	[N]
F_{Dd}	dynamická síla v spodní větvi	[N]
F_m	potřebné předpětí ve šroubech	[N]

Diplomová práce

F_{\max}	maximální síla v pásu	[N]
F_{MIN_D}	minimální velikost síly v dolní větvi	[N]
F_{MIN_H}	minimální velikost síly v horní větvi	[N]
F_n	velikost nabíhající síly	[N]
F_{NS}	tah v pásu v nabíhající větvi	[N]
F_o	velikost odbíhající síly	[N]
F_{OS}	tah v pásu v odbíhající větvi	[N]
F_z	vypočtená napínací síla	[N]
F_{zs}	napínací síla	[N]
$F_{2,\min}$	tah v pásu ve sbíhající větvi	[N]
$F_{1,\min}$	tah v pásu v nabíhající větvi	[N]
F_{vp}	výsledná síla působící na poháněcí stanici	[N]
F_t	třecí síla	[N]
F_{vn}	výsledná síla působící na napínací stanici	[N]
F_s	síla připadající na jeden šroub	[N]
f	globální součinitel tření	[-]
f_n	součinitel tření mezi maticí a podložkou	[-]
G_{ns}	tíhová síla napínací stanice	[N]
G_{ps}	tíhová síla poháněcí stanice	[N]
G_v	tíhová síla vozíku s hydraulickým válcem	[N]
H_1	nosná hloubka závitů	[mm]
h_i	převýšení i-tého úseku	[m]
i	počet kotvících šroubů	[-]
i_p	převodový poměr převodovky	[-]
i_{pv}	vypočtený převodový poměr převodovky	[-]
J_B	moment setrvačnosti bubnu	[kg.m ²]
J_M	moment setrvačnosti elektromotoru	[kg.m ²]
J_p	moment setrvačnosti převodovky	[kg.m ²]

Diplomová práce

J_s	moment setrvačnosti spojky	[kg.m ²]
k	součinitel sklonu	[-]
k_B	součinitel bezpečnosti brzdy	[-]
k_{pb}	součinitel bezpečnosti pásu	[-]
k_s	statická bezpečnost proti prokluzu	[-]
k_φ	koeficient plnění	[-]
k_1	součinitel korekce vrchlíku náplně pásu	[-]
L	délka dopravníku	[m]
L_{vh}	délka válečku v horní větvi	[m]
L_{vd}	délka válečku v spodní větvi	[m]
L_o	přídavná délka	[-]
L_N	minimální urychlovací délka	[m]
L_1	délka úseků trati	[m]
L_2	délka úseků trati	[m]
L_3	délka úseků trati	[m]
L_4	délka úseků trati	[m]
L_5	délka úseků trati	[m]
l_1	délka táhla	[m]
l_2	délka kloubové hlavy	[m]
l_{sd}	střižná délka šroubu	[m]
l_i	vodorovný průmět délky i-tého úseku	[m]
M_{B1}	brzdňý moment potřebný k zastavení dopravníku	[N.m]
M_{B2}	moment potřebný k udržení dopravního pásu v klidu	[N.m]
M_K	krouťící moment elektromotoru	[N.m]
M_s	maximální točivý moment spojky	[N.m]
M_{SM}	statický moment od zatížení dopravníku redukováný na hřídel	[N.m]
M_M	jmenovitý moment elektromotoru	[N.m]
M_{DM}	dynamický moment zátěže	[N.m]
M_u	utahovací moment	[N.m]
M_Z	moment záběru elektromotoru	[N.m]

Diplomová práce

m	hmotnost	[kg]
m_d	hmotnost držáku hydraulického válce	[kg]
m_{vh}	hmotnost válečku v horní větvi	[kg]
m_{vd}	hmotnost válečku v spodní větvi	[kg]
m_{pos}	zatížení dopravníku posuvnými hmotami	[kg.m ⁻¹]
m_{rot}	zatížení dopravníku rotačními hmotami	[kg.m ⁻¹]
m_{ps}	hmotnost poháněcí stanice	[kg]
m_{ns}	hmotnost napínací stanice	[kg]
n	polytropický koeficient	[-]
n_B	počet použitých brzd	[-]
n_d	počet válečku v spodní větvi	[-]
n_e	počet použitých elektromotorů	[-]
n_h	počet válečku v horní větvi	[-]
n_M	jmenovité otáčky	[min ⁻¹]
n_p	počet použitých pohonů	[-]
n_r	počet čističů na dopravním páse	[-]
n_{sp}	maximální otáčky spojky	[min ⁻¹]
P_e	jmenovitý výkon elektromotoru	[kW]
P_M	výkon pohonu	[kW]
P_p	jmenovitý výkon převodovky	[kW]
p	tlak ve válci	[MPa]
$p_{\check{c}}$	měrný tlak v čepu	[MPa]
p_d	dovolený tlak	[MPa]
$p_{D\check{c}}$	dovolený měrný tlak	[MPa]
p_{DZ}	dovolený tlak v závitech šroubu	[MPa]
p_s	otlačení dřívku šroubu	[MPa]
p_p	pracovní tlak ve válci	[MPa]
p_t	měrný tlak v táhle	[MPa]
p_{sk}	měrný tlak mezi bubnem a pásem	[MPa]
p_z	tlak v závitech šroubu	[MPa]

Diplomová práce

p_1	minimální tlak v akumulátoru	[MPa]
p_2	maximální tlak v akumulátoru	[MPa]
Q	průtok	[l/min]
Q_D	dopravované množství	[t/hod]
Q_{vp}	skutečný dopravní výkon	[t/hod]
Q_{rozdl}	kontrola dopravního výkonu	[t/hod]
q	dopravní množství	[kg/m]
q_B	hmotnost dopravního pásu	[kg/m]
q_{rd}	hmotnost rotujících válečku ve spodní větvi	[kg/m]
q_{rh}	hmotnost rotujících válečku v horní větvi	[kg/m]
q_p	hmotnost 1 m dopravního pásu	[kg/m]
R_a	reakční síla v místě dotyku pojížděcí kladky a dráhy	[N]
R_b	reakční síla v místě dotyku pojížděcí kladky a dráhy	[N]
R_{es}	dovolené napětí v tahu v šroubu	[MPa]
R_{ZS}	reakční síla od napínací síly	[N]
S	celková skutečná plocha průřezu náplně pásu	[m ²]
S_M	vypočtená plocha mezikruží mezi pístem a pístnicí	[m ²]
S_{MS}	skutečná plocha mezikruží mezi pístem a pístnicí	[m ²]
S_s	plocha šroubu	[m ²]
S_v	celková plocha průřezu náplně pásu	[m ²]
S_1	plocha průřezu náplně pásu	[m ²]
S_2	plocha průřezu náplně pásu	[m ²]
s_z	stoupání šroubu	[mm]
T_i	tahová síla v dopravním pásu na konci i-tého úseku konstantního úklonu	[N]
T_{i-1}	síla v dopravním pásu na začátku i-tého úseku konstantního úklonu	[N]
T_s	třecí síla mezi dorazem a držákem hydraulického válce	[N]
t_r	doba rozběhu	[s]
t_B	doba brzdění	[s]
t_1	rozteč válečku v horní větvi	[m]
t_2	rozteč válečku v spodní větvi	[m]
U	celková zatěžovací plocha	[N.m]
U_K	velikost klidové zatěžovací plochy	[N.m]

Diplomová práce

V_g	geometrický objem	[cm ³]
V_1	objem akumulátoru	[l]
V_0	celkový potřebný objem akumulátoru	[l]
v	rychlost dopravy	[m/s]
v_o	složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu	[m/s]
v_{sk}	skutečná rychlost pásu	[m/s]
v_x	rychlost zdvihu pístnice	[m/s]
w	měrný odpor dopravníku	[-]
w_i	měrný pohybový odpor v i-tém úseku	[-]
w_k	průřezový modul v krutu	[m ³]
β	součinitel zohledňující dynamické zatížení	[-]
γ	úhel stoupání	[°]
δ	průměrný úklon dopravníku	[°]
ε_c	celkové poměrné zatížení dopravního pásu	[%]
ε_d	pružné poměrné prodloužení dopravního pásu	[%]
ε_p	trvalé poměrné prodloužení dopravního pásu	[%]
η_M	účinnost elektromotoru	[%]
η_p	účinnost pohonu	[%]
λ_v	úhel sklonu bočních válečku	[°]
μ	součinitel tření kov na kov	[-]
μ_B	součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením	[-]
$\mu_1; \mu_2$	součinitel tření mezi dopravním pásem a povrchem bubnu volím	[-]
ρ_s	sypná hmotnost dopravovaného materiálu	[kg.m ⁻³]
σ_{dov}	dovolené namáhání pásu v tahu	[N/mm]
σ_{dovs}	dovolené tahové napětí ve šroubu	[MPa]
σ_{red}	výsledné redukované napětí	[MPa]
σ_t	napětí v tahu	[MPa]
τ_{ε}	smykové napětí v čepů	[MPa]
τ_{DS}	dovolené napětí ve střihu	[MPa]

Diplomová práce

τ_K	napětí v krutu	[MPa]
τ_s	smykové napětí	[MPa]
φ	třecí úhel	[°]
$\varphi_1; \varphi_2$	úhel maximálního opásání bubnu	[-]
ψ_d	dynamický sypaný úhel černého uhlí	[°]
ΔS_{DU}	zdvih napínacího zařízení při ustáleném chodu pásového dopravníku	[m]
ΔS_{DR}	zdvih napínacího zařízení při rozběhu pásového dopravníku	[m]
ΔS_{DB}	zdvih napínacího zařízení při brzdění pásového dopravníku	[m]
ΔS_c	trvale prodloužení dopravního pásu	[m]
ΔV	využitelný objem kapaliny	[l]
$\sum F_{pvi}$	suma přídatných a vedlejších odporů v i-tém úseku	[N]
$\sum F_{ix}$	suma sil v ose x	[N]
$\sum F_{iy}$	suma sil v ose y	[N]
$\sum M_{iC}$	součet momentu k bodu C	[N.m]

1. NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Napínací ústroji respektive napínací síla zaručuje ve všech fázích předpětí dopravního pásu, tím umožňuje jeho unášení.

1.1 Funkce napínacího zařízení

Mezi úkoly napínacího zařízení patří:

- udržovat potřebnou hodnotu předpětí, protože pás se vlivem pružnosti (zejména při rozběhu a brzdění a zvýšení napětí) prodlouží a bez odebrání uvolněného pásu napínacím zařízením by došlo k podstatnému poklesu předpětí a tím i k prokluzu na poháněcích bubnech.
- Omezit průvės pásu mezi válečkovými stolicemi.
- Umožnit dosažení správné velikosti předpětí při změnách přenosových poměrů na poháněcích bubnech (součinitel tření, úhel opásání, tahy).
- Vyrovnat prodloužení pásu vyplývající z jeho trvalé deformace v průběhu provozu.

Napínací zařízení často plní i jiné funkce, např. u dlouhých pásových dopravníku tvoří zároveň zásobník pásu, který umožňuje při prodlužování nebo zkracování tratě vyměňovat úseky.

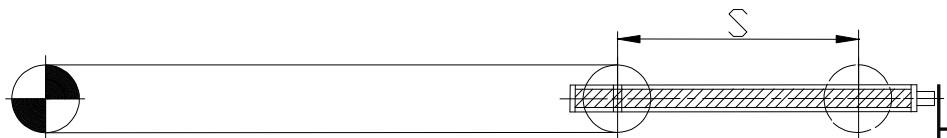
1.2 Typy napínacích zařízení

Rozdělení: dle literatury [2]

- Tuhá: - se šroubem
 - s ručním kladkostrojem
- Se závažím: - na vratném bubnu
 - se smyčkou
- S regulovanou napínací silou: - pneumaticky
 - elektricky
 - elektrohydraulicky

1.2.1 Tuhá napínací zařízení

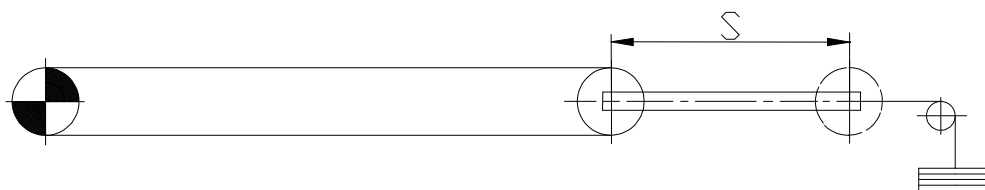
Tuhá napínací ústrojí se používají převážně pro krátké dopravníky do 30 m a u dopravníků s pásy s vložkami ocelových lan. Napínání se provádí obvykle pohybem vratného bubnu. Přitom je nutné dbát na to, aby nedošlo k šikmému postavení bubnu proti podélné ose dopravníku, které by vedlo k nerovnoměrnému, jednostrannému vytahování pásu a jeho sbíhání z válečků. Napnutí pásu se určuje pouze odhadem a musí být už i za klidu takové, aby vyhovělo přenosu sil na hnacím bubnu za chodu a zejména při rozběhu dopravníku.



Obr. č.1 Tuhé napínací ústrojí [2]

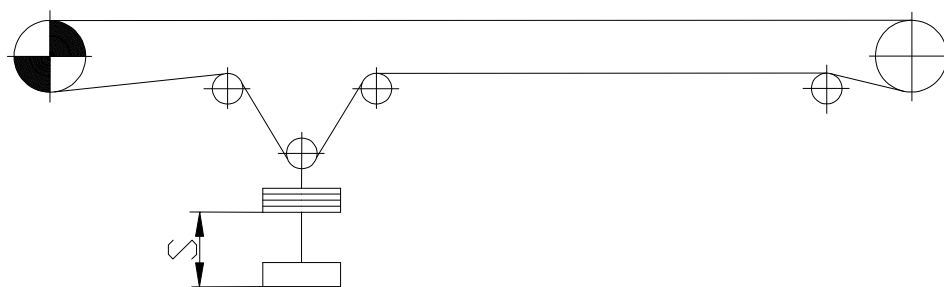
1.2.2 Napínání se závažím

Napínání pomocí závaží zaručuje stálou napínací sílu. Je účelné napínat pás v místech nejmenšího tahu v pásu, aby napínací závaží bylo co nejmenší. U kratších dopravníků je vhodné uspořádat závaží u vratné stanice, která musí být řešena tak, aby vedení stačilo napínací délce s . Na obr. č. 2 je typ napínání se závažím používaných u dopravníku do 300 m.



Obr. č. 2 Napínání se závažím do 300 m [2]

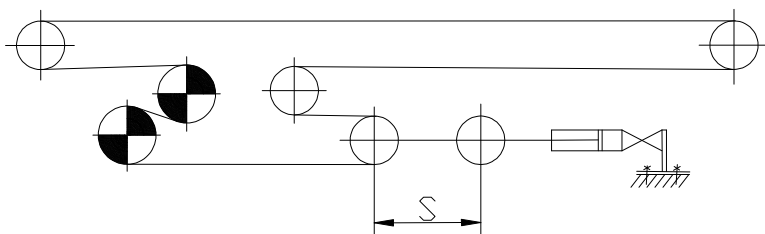
Při napínání závažím je zejména u šikmých dopravníků vhodné provádět napínání pásu pomocí smyčky. Na obr. č. 3 je typ napínání se závažím používaných u dopravníku nad 300 m.



Obr. č.3 Napínání se závažím nad 300 m [2]

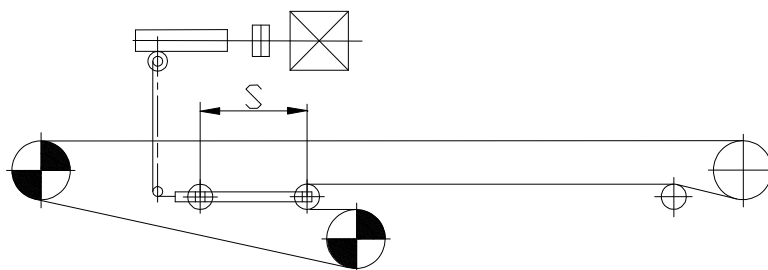
1.2.3 Napínání s regulovatelnou napínací silou

Při pneumatickém napínání je napínací vozík spojen s pístnicí pneumatického válce zakotveného v představitelném rámu. Velikost válce nebo počet válců se řídí velikostí napínací síly. Pohybem pístu pneumatického válce se vymezuje pouze pružné protažení pásu během rozběhu. Trvalá protažení pásu se vymezují přestavováním rámu. Při zapnutí poháněcích motorů se do pneumatických válců přivádí tlakový vzduch a dochází k silnému vypnutí pásu. Časové relé zajistí po skončení rozběhu přestavení redukčního ventilu, a tím nastavení provozní napínací síly.



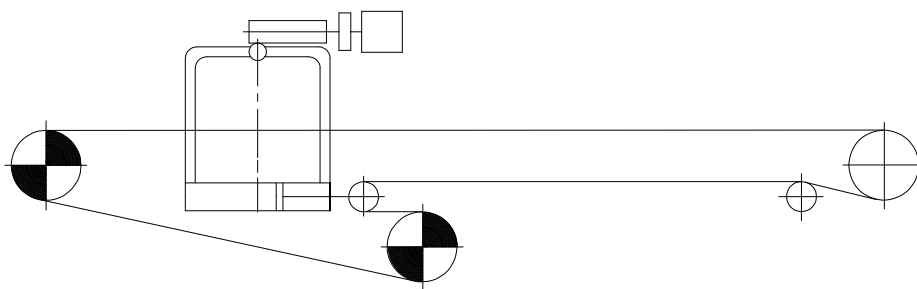
Obr. č. 4 Pneumatické napínání [2]

Při napínání pásu pomocí elektrického vrátku je možno napínací sílu regulovat buď ručně nebo automaticky. Při ruční regulaci se ruční napínání vrátku nastavuje požadovaná napínací síla kontrolovaná měřícím přístrojem.



Obr. č.5 Elektrické napínání [2]

Elektrohydraulická napínací zařízení umožňují nastavení správné napínací síly jak při rozběhu, tak i při provozu. Napínací síla se vyvozuje hydraulickým válcem, který při použití kladkového převodu mezi válcem a napínacím vozíkem může být poměrně krátký. Při rozběhu dopravníku se zapne nejprve motor čerpadla zásobujícího válec napínacího ústrojí tlakovým olejem, a teprve až napínací síla dosáhne požadované hodnoty, zapnou se poháněcí motory. Po dosažení jmenovité rychlosti se tlak ve válci sníží na provozní hodnotu.



Obr. č.6 Elektrohydraulické napínání [2]

1.3 Napínací stanice

dle literatury [3]

Typy napínacích stanic	Typ napínání	Kompenzace prodloužení		Nastavení	Používané pro délky dopravníku	Rozsah vybrání pásu [m]	Nominální napínací síla [kN]
		Pružnýh	Trvalých				
Se šroubem	konstantní	-	Ano	manuální	do 120	1,5	do 10
Se závažím	konstantní	Ano	Ano	samočinné	do 3000	18	do 60
S elektrickým vrátkem	dopínání při rozběhu , konstantní	Ano	Ano	manuální, automatické	do 1500	50÷ 300	40÷100
Hydraulická	dopínání při rozběhu, konstantní	Ano	Ano	manuální, automatické	prodloužení dopravníku do 100 %	9,6÷ 19,2	60

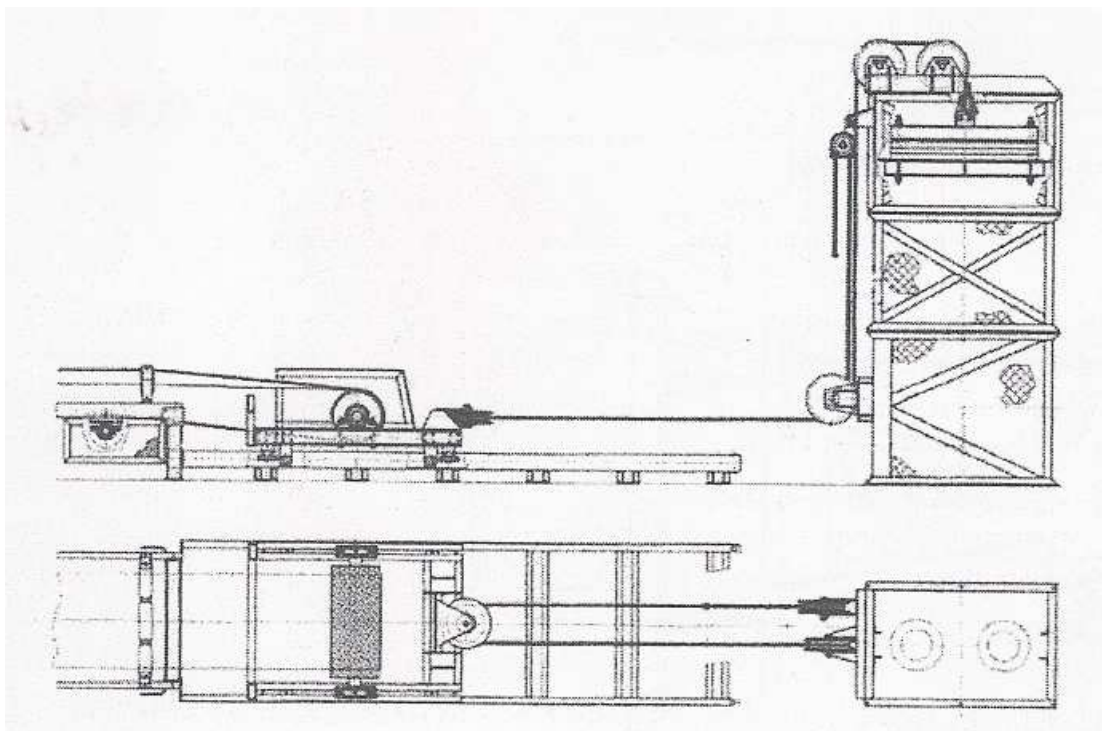
Tab. č. 1 Napínací stanice (FMG Pioma S. A.)

1.3.1 Napínací stanice se šroubem

Má jednoduchou konstrukci i obsluhu, nízkou cenu instalace. Celkové prodloužení pásu je ve všech pracovních režimech pásového dopravníku konstantní.

1.3.2 Napínací stanice se závažím

Je bezobslužná, bezporuchová, jednoduché konstrukce a s nízkou cenou instalace. Nemá velké rozměry a zaručuje stálou napínací sílu. Během rozběhu a brzdění dochází ke kmitání závaží. Je-li prodloužení pásu velké, tak se pomocí lanového kladkostroje 2-krát až 4-krát zvětší rozdíl mezi posuvem závaží a dráhou napínání, přičemž hmotnost závaží se zvětší 2-krát až 4-krát.

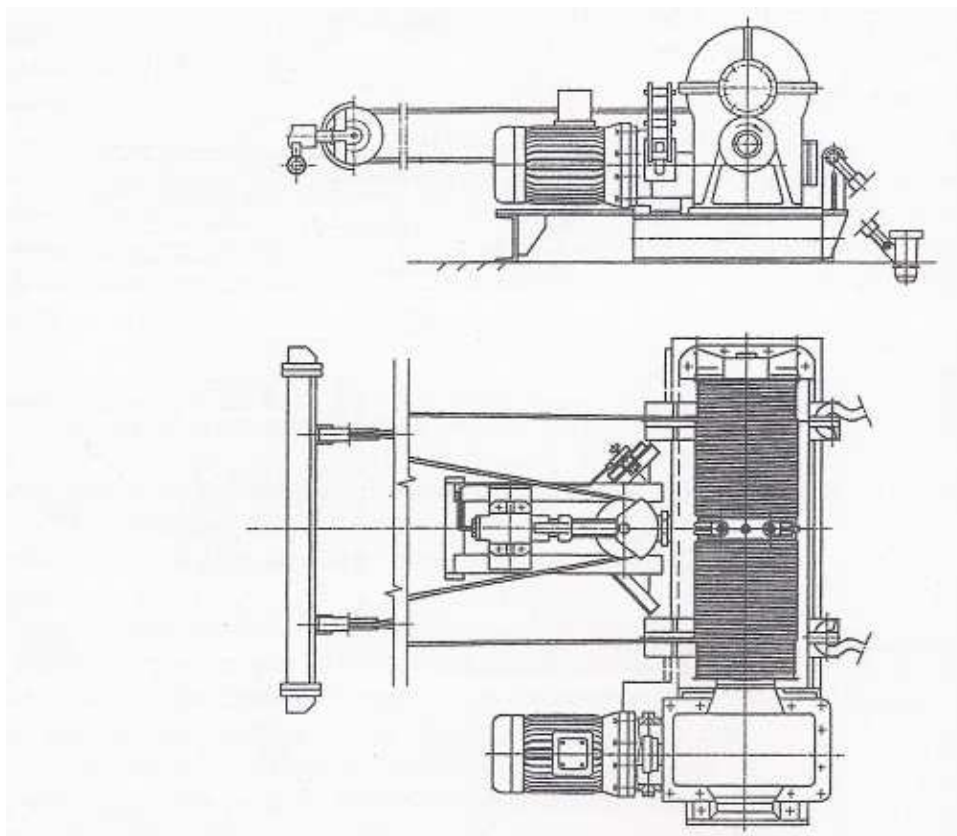


Obr. č. 7 Koncová napínací stanice se závažím [3]

1.3.3. Napínací stanice s elektrickým vrátkem

Základní částí stanice je elektrický vrátek s elektro-hydraulickým systémem řízení vybaveným čidlem tlaku. Výkon motoru je 1x15 nebo 2x15 kW. Lanový buben je přizpůsobený k navíjení dvou konců lan. Olejový zásobník je spojený pomocí vyrovnávací kladky lany s vozíkem smyčkou. Vyvozením tlaku v zásobníku zjistíme velikost napínací síly. Čidlo tlaku ovládá napínací zařízení s ohledem na změnu velikosti síly v páse. Napnutí nebo uvolnění pásu nastává podle změny tlaku v zásobníku.

U stanic manuálně ovládaných je na zásobníku upevněný manometr, na kterém je vidět momentální hodnota tlaku a také současně napínací síla. Manuální řízení se používá u krátkých dopravníků a taky se používá jako doplňková napínací stanice k napínací stanici s konstantní napínací silou jako spouštěč při rozběhu dopravníku.

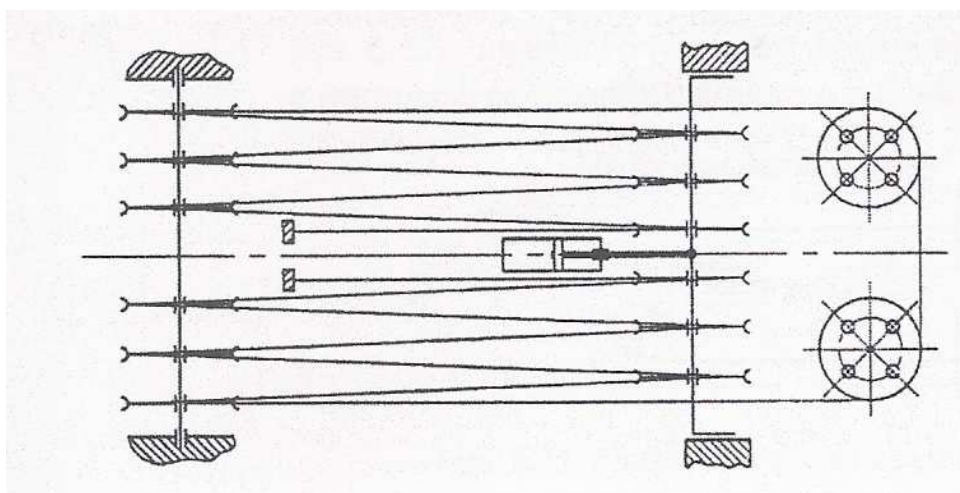


Obr. č. 8 Napínací stanice s elektrickým vrátkem
WSN – 400/15 (FMG Pioma S.A.) [3]

1.3.4 Hydraulická napínací stanice

Úkolem hydraulického napínacího zařízení je udržet konstantní napínací sílu nezávisle na stalých a pružných složkách prodloužení v pásu. Stanice tohoto typu mají dvoustupňový režim - vyšší napínací síla v čase rozběhu, nižší při ustáleném chodu. Maximální hodnota tlaku je 30 MPa. Zdvih hydraulického válce je 1,2 nebo 1,6 m, maximální rychlost pásu je 3,9 m/s.

Lanový kladkostroj se skládá ze soustavy kladek připevněných k vozíku hydraulického válce přemísťovaný s uchycením pístnice. Napínací vozík má lanové kladky spolupracující s lanovými kladkami vozíku hydraulického válce, které splňují rovněž funkci kladek vyrovnávacích. Síla na pistu hydraulického válce je dána součinem dvojnásobku síly napínání pásu a lanovým převodem. Např. při napínací síle 40 kN a lanovým převodem $i = 6$ je síla na pistu rovna 480 kN.



Obr. č. 9 Hydraulické napínací zařízení ZNH-1000 (FMG Pioma S.A.);
schéma s lanovým převodem $i=6$ [3]

1.4 Pneumatické napínací zařízení firmy Ostroj a. s.

Zpracováno dle literatury [7]

Pneumatické napínací zařízení s bubny Ø 800. Umísťuje se mezi výsypnou hlavu a vratnou stanici dopravníku. Je vybaveno dvěma bubny - pevným a pohyblivým. Trať pásového dopravníku vést tak, aby mezera mezi spodní podpěrrou článku tratě a článkem napínacího zařízení byla min. 50 mm.

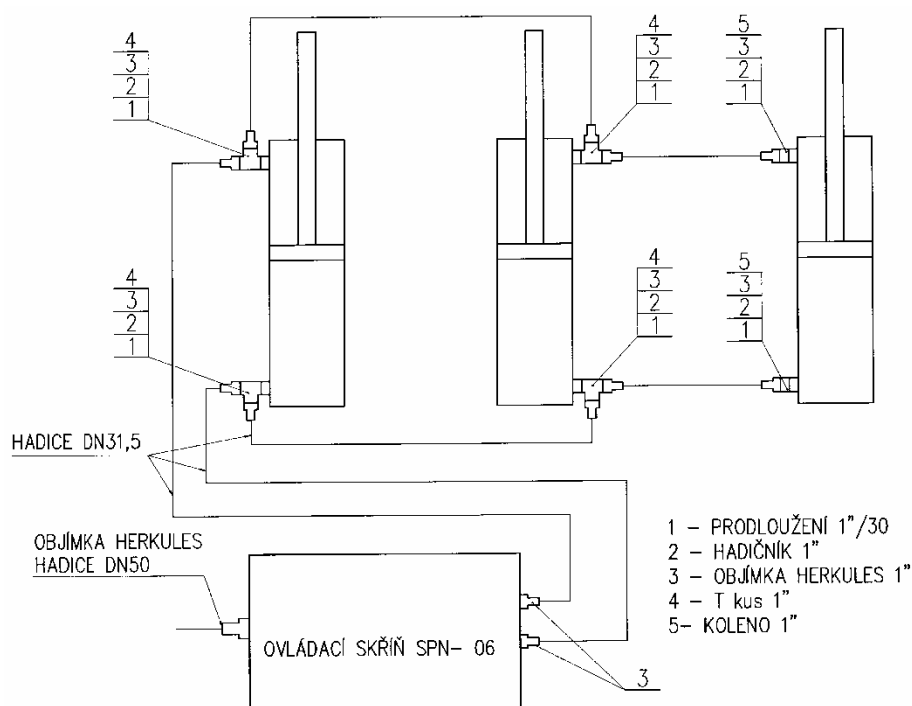
Udrží v pásu stále stejné předpětí, které je možno nastavit na požadovanou hodnotu dle konkrétních podmínek. Napínací síla je vyvozena 2 nebo 3 přímočarými pneumaty ø 250 mm. Tyto přímočaré pneumaty jsou pod stálým tlakem vzduchu a rychle dopínají pás při jeho prodlužování, např. při rozjezdu nebo brzdění dopravníku. Zdvih přímočarých pneumatů je 2900 mm. Při dlouhodobém protažení pásu, kdy je tento zdvih vyčerpán, se přestaví držáky přímočarých pneumatů a napínací vozík do nové polohy.

Min. potřebný tlak vzduchu na vstup do ovládací skříně je 0,4 MPa.

Operativní zdvih napínacího zařízení (přímočarých pneumatů) je 2,9 m.

Celkový zdvih napínacího zařízení pro 6 ks článků napínacího zařízení je 12 m.

Délka 1 článku napínacího zařízení: 3 m



Obr. č.10 Pneumatické schéma zapojení [7]

Pneumatické napínací zařízení vyvozuje tuto sílu v jedné větvi pásu:

při 2 pneumatických válcích : $(2 \times 17) / 2 = 17 \text{ kN}$

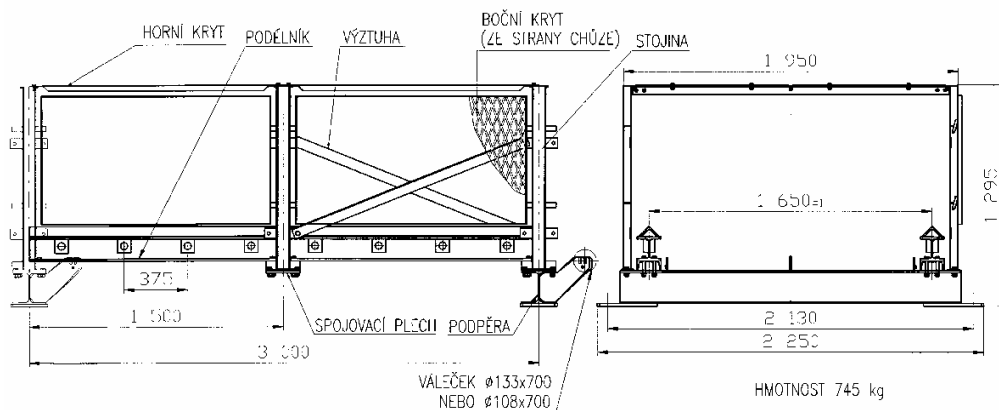
při 3 pneumatických válcích : $(3 \times 17) / 2 = 25,5 \text{ kN}$

Pneumatické napínací zařízení se skládá z těchto částí :

- článku napínacího zařízení
- podstavce vratné stanice
- vratné stanice napínacího zařízení
- napínacího vozíku
- držáku přímočarých pneumotorů
- podpěrného vozíku
- dorazu
- konzoly
- přímočarého pneumotoru
- ovládací skříň

1.4.1 Článek napínacího zařízení

Je šroubované konstrukce a slouží pro pojezd napínacího vozíku, pro upevnění nebo pojezd držáku přímočarých pneumotorů a k upevnění podpěrného vozíku. Je vybaven držáky pro válečky spodní větve pásu. Všechny válečky spodní větve je možno zajistit proti vypadnutí. Články napínacího zařízení se kotví do rovného betonového základu, na ocelovou konstrukci nebo na zarovnanou počvu pomocí kotvicích svorníků, nebo šroubů. Každá příčná podpěra je opatřena na krajích dvěma dírami $\varnothing 50 \text{ mm}$ pro kotvicí svorníky. Kotví se všechny příčné podpěry. Při použití kotvicích šroubů je nutno počítat s tím, že tyto musí přenést kotvicí sílu až 58 kN.



Obr. č. 11 Článek napínacího zařízení [7]

1.4.2 Podstavec vratné stanice

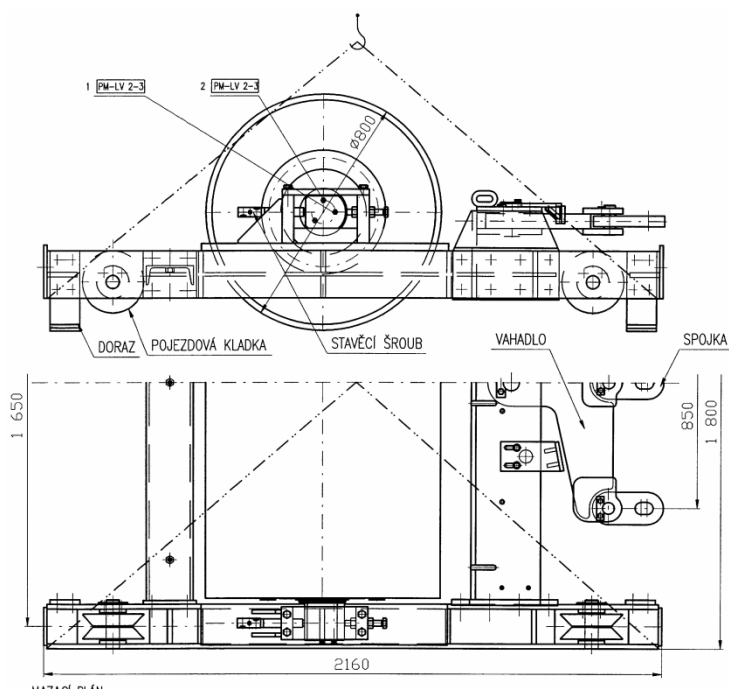
Slouží k uchycení vratné stanice napínacího zařízení. Je sešroubován s krajním článkem napínacího zařízení. Montuje se na něj převáděcí válec Ø240 resp. převáděcí váleček Ø 133 x 1480 mm a držák pro uchycení válečků spodní větve pro navádění spodní větve pásu.

1.4.3 Vratná stanice napínacího zařízení

Vratná stanice je konečným článkem napínacího zařízení. Šroubuje se na podstavec vratné stanice. Kromě toho se kotví do počvy kotvením. Buben je možno centrovat pomocí stavěcích šroubů. Je vybavena zábranou proti vtažení končetin. Zábrana proti vtažení končetin je zhotovena z gumové desky stěrače těžce zápalné WT - 8/96. Vratná stanice je uzpůsobena pro montáž 2 teplotních čidel pro registraci nebezpečné teploty ložisek a pro montáž 2 teplotních čidel registrujících nebezpečnou teplotu bočnic. Tato čidla jsou součástí elektrické automatiky. Je opatřena centrálním mazáním, které se montuje na jednu přístupnější stranu dopravníku. Toto mazání umožňuje mazat vratnou stanici z jednoho místa i za chodu dopravníku.

1.4.4 Napínací vozík

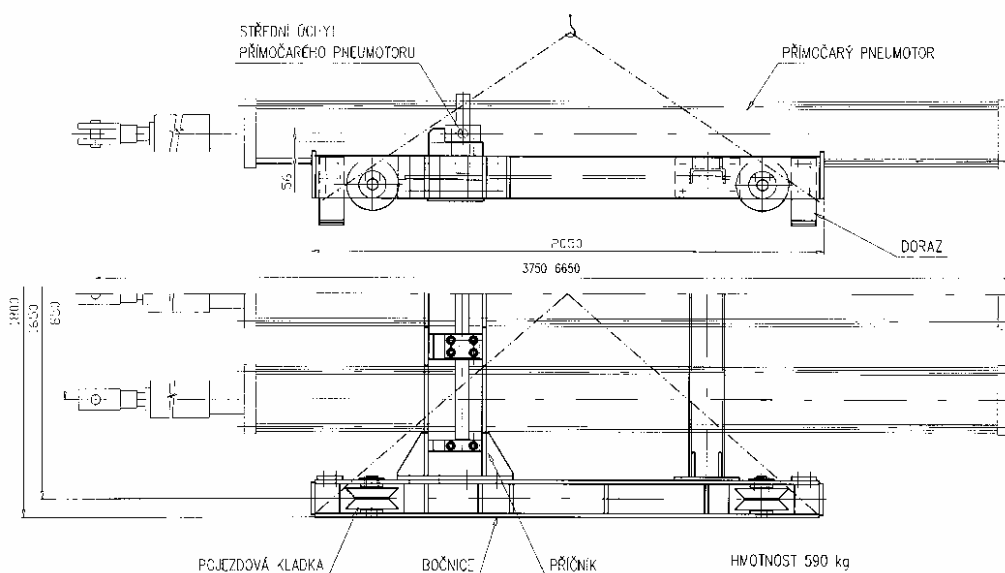
Zastává funkci pohyblivého bubnu napínacího zařízení. Pojíždí po konstrukci uvnitř článku napínacího zařízení. Skládá se ze šroubovaného rámu a bubnu. Buben je možno centrovat pomocí stavěcích šroubů. Napínací vozík je opatřen centrálním mazáním, které se montuje na přístupnější stranu dopravníku. Napínací vozík je opatřen vahadlem pro připojení přímočarých pneumotorů.



Obr. č. 12 Napínací vozík [7]

1.4.5 Držák přímočarých pneumotorů

Slouží k uchycení přímočarých pneumotorů a jejich pojíždění po trati napínacího zařízení. Je na něj možno montovat jeden až tři přímočaré pneumotory. Pokud se montuje jeden pneumotor, montuje se doprostřed, pokud dva, montují se do krajních poloh.



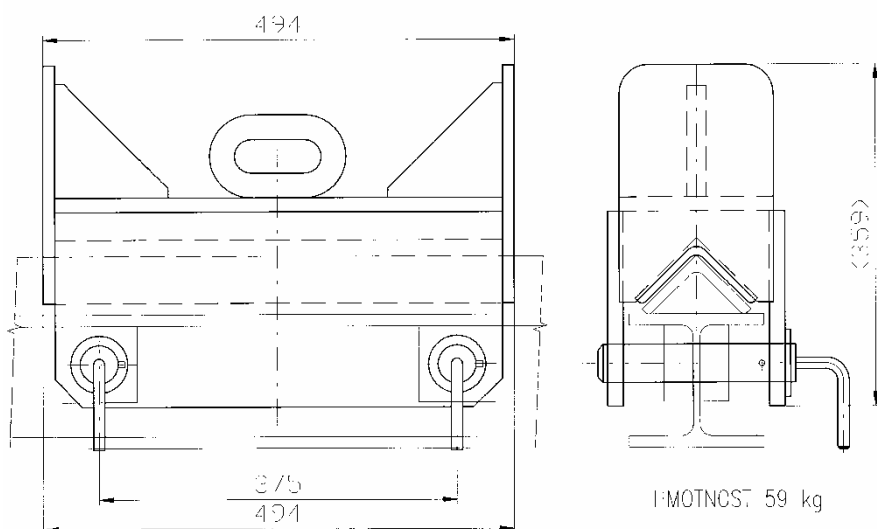
Obr. č. 13 Držák přímočarých pneumotoru [7]

1.4.6 Podpěrný vozík

Slouží k podepření pásu při dlouhém napínacím zařízení. Podpěrné vozíky se vkládají mezi vratnou stanicí napínacího zařízení a napínací vozík ve vzdálenosti přibližně 5 m. K článkům tratě se připojují začepováním. Vkládají se do nich stejné válečky jako spodní v člancích tratě a jsou orientovány šípově ve směru vodorovném i svislém pro lepší vedení pásu v napínacím zařízení. Dále je podpěrný vozík vybaven strážními válečky.

1.4.7 Doraz

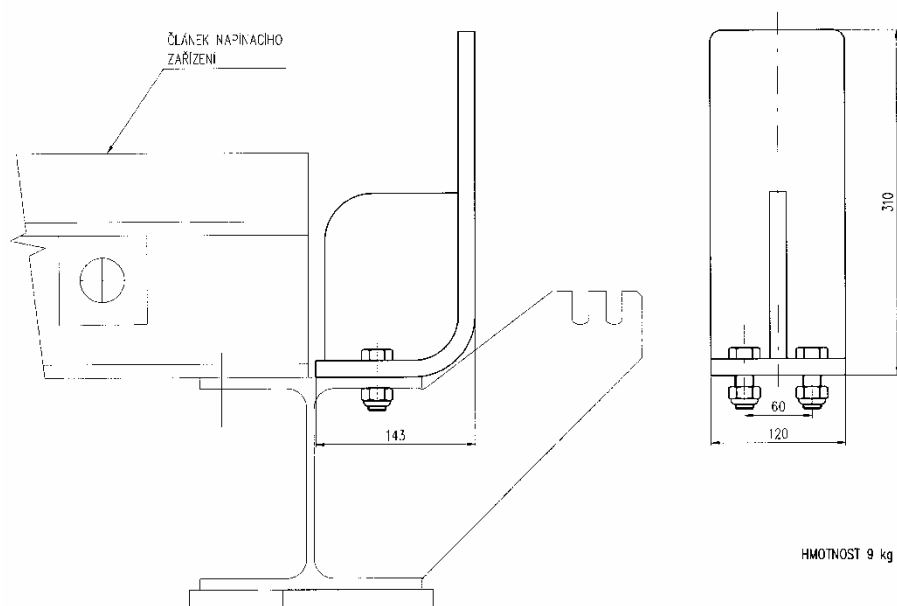
Slouží k zajištění polohy držáku přímočarých pneumotorů v článku napínacího zařízení a k zajištění napínacího vozíku při případném přestavování. Dorazy se pomocí čepů připevňují k článkům napínacího zařízení na obou jeho stranách.



Obr. č. 14 Doraz [7]

1.4.8 Konzola

Používá se pro zajištění držáku přímočarých pneumotorů proti vyjetí z článku napínacího zařízení.



Obr. č.15 Konzola [7]

1.4.9 Přímočarý pneumotor

Slouží k vyvození napínací síly event. k přemístění držáku přímočarých pneumotorů vůči napínacímu vozíku (po vyčerpání zdvihu napínacích pneumotorů). Tato síla je konstantní v závislosti na nastavené hodnotě na ovládací skříni. Pneumotor má průměr válce 250 mm, zdvih 2900 mm. Přímočaré pneumotory musí mít certifikaci pokud jsou použity v podzemních prostorách.

1.4.10 Ovládací skříň

Slouží pro nastavení a regulaci potřebné napínací síly pro přímočaré pneumotory.

2. POPIS PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Dopravník je sestaven z těchto částí: dle literatury [7]

2.1 Poháněcí stanice

Poháněcí stanice slouží k pohonu pásového dopravníku. Skládá se z těchto stavebních jednotek:

- Rám poháněcí stanice
- Hnací buben
- Pohon

2.2 Rám poháněcí stanice

Je sešroubován ze svařeného rámu a příčných elementů. V horní části je opatřen otvory pro montáž výložníku. Na bocích je opatřen otvory a stavěcími šrouby pro montáž hnacích bubnů. Součástí rámu jsou rovněž kryty hnacích bubnů, úchyty pro připojení převáděcích válců $\varnothing 240$ mm a podpěra nosného krytu.

2.3 Hnací buben

Základní součástí poháněcí stanice jsou dva poháněcí bubny o $\varnothing 830$ mm. Pro zlepšení přenosových poměrů je buben opatřen pogumovaným povlakem.

2.4 Pohon

Viz. Kapitola 4.6.1 Potřebný provozní výkon poháněcího elektromotoru, volba elektromotoru.

2.5 Převodovka

Viz. Kapitola 4.6.2. Výpočet převodovky, volba převodovky

2.6 Spojka

Viz. Kapitola 4.6.3 Návrh spojky

2.7 Brzda

Brzda je čelist'ová. Montuje se na nosný kryt. Brzdná síla je vyvozena pružinou umístěnou v přímočarém pneumotoru. Brzdný moment jedné brzdy je 1400 Nm. Brzda se odbrzdjuje tlakovým vzduchem o minimálním tlaku 0,35 MPa. Pro hlídání rozevření čelistí musí být brzdová jednotka opatřena čidlem brzdy, které je součástí automatiky APD1

2.8 Článek tratě

Je nosným elementem obou větví dopravního pásu mezi výsypnou hlavou a vratnou stanicí. U tratě jsou použity tyto válečky:

Válečky horní větve: \varnothing 133x 465

Válečky spodní větve: \varnothing 133 x 1400

Všechny boční válečky horní i dolní větve je možno vybavit pojistkami proti vypadnutí válečků. Dolní válečkové podpěry se šroubují k podélným nosníkům s roztečí 3,75 m. Horní válečkové podpěry se šroubují na horní příruby podélných "U" nosníků. Jejich normální rozteč 1,25 m lze zhustit, např. v místech dopadu materiálu nebo v místech vypouklých oblouků. Články tratě lze postavit na počvu, nebo zavěsit za důlní výztuž nejvýhodněji pomocí řetězů 13 x 45 ČSN 02 3218. Pro tento účel je v každé spodní podpěře navařen hák pro nosný řetěz.

2.9 Napínací stanice

Viz. Kapitola 6. Hydraulické napínací zařízení

2.10 Vratná stanice

Vratná stanice je tvořena vratným bubnem o průměru 800 mm, který je možno centrovat pomocí stavěcích šroubů. Je v provedení ocelový hladký, jenž je konstruován obdobně jako buben poháněcí. Vratný buben mění směr pohybu pásu. Je uložen na nosném rámu, spojeném s podlahou.

2.11 Výložník

Zadním koncem osazení je montován k rámu poháněcí stanice nebo k podstavci výložníku. K přednímu konci se připojuje výsypná hlava. Výložník je pevný, neteleskopický. Délka základní části je 5 m. Tuto část je možno prodloužit pomocí nástavců délky 1 m a 2 m až na maximální délku 10 m.

2.12 Výsypná hlava

Výsypná hlava se skládá z bubnu o průměru 800 mm, bočnic, příčných elementů, šroubů pro centrování a čelního stěrače, u kterého je přitlačná síla vyvozena závažím. Výsypný buben je možno centrovat pomocí stavěcích šroubů se zdvihem 60 mm. Výsypná hlava se zavěšuje na chodbovou výztuž pomocí řetězů 16x56 ČSN023215.

2.13 Násyp

Základní část násypu, tzv. násypka, se šroubuje na bočnice výsypné hlavy dopravníku. Na její spodní část se pomocí čepů montuje zešíkmený skluz, který má opět na své spodní části úchyty pro čepové spojení s kuželovým žlabem. Na širší část zešíkmeného skluzu se šroubuje boční deska, která tvoří zábranu proti vypadnutí těživa z "vnitřní" strany přesypu. Zešíkmený skluz je jako exponovaná otíraná plocha vybaven výměnným obložením ze speciálních oteruvzdorných ocelí. Výměnu obložení je možno provést bez demontáže vlastního přesypu, není nutné ani zasahovat do zavěšení přesypu.

2.14 Stěrač spodní větve

Montuje se na podélné nosníky článku tratě zejména před vratnou stanicí a stírá shora spodní větev pásu. Je přitlačován k pásu pomocí závaží. Materiál stíracího elementu je zhotoven z gumové desky stěrače těžcezápalné WT - 8/96

2.15 Stěrač spodní

Stěrač listový typ L 1200 se montuje na výložník. Obsahuje pryžovou stěrací lištu.

2.16 Kryty výložníku

Kryty výložníku slouží jako ochrana proti nahodilému dotyku na pás nebo otáčejících se částí válečku. Skládají se z bočních krytů a spodních krytů.

2.17 Kryty boční

Kryty boční zabraňují náhodnému dotyku osob na pás a otáčejících se části válečku. Zavěšují se pomocí řetězů na důlní výztuž v místě poháněcí stanice.

2.18 Bezpečnostní zařízení

Na celé trati je zajištěno vypnutí dopravního pásu lankovým vypínáním, uchycené ke konstrukci dopravníku.

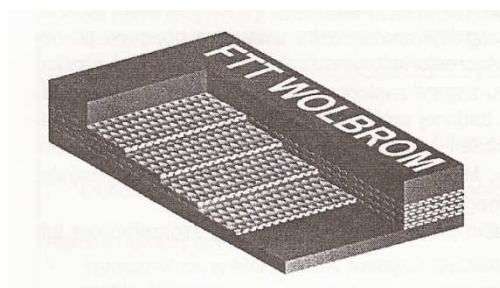
3. DOPRAVNÍ PÁS FTT. STOMIL-WOLBROM

Zpracováno dle literatury [3]

3.1 Pracovní podmínky a použití

Přyzové pásy s tkaninovou vložkou nesnadno hořlavé, chloroprenové GTP určené pro dopravu sypkých materiálů v hornictví. Vzhledem k bezpečnosti obsluhy dopravníku a instalací pásu doporučuje se dopravovat materiál o zrnitosti max. 300 mm. Pracovní teplota pásu je v rozmezí od -25 °C do 60 °C.

Pásy GTP jsou prvními polskými pásy pryžové s tkaninovou vložkou, které odpovídají standardům týkajících se nehořlavosti dle PN-93/C-05013 a také kritéria hodnocení bezpečnosti dopravního pásu ustaveny vyšším hornickým úřadem. Vyráběné pásy GTP se skládají z 2-, 3-, nebo 4 vrstev tvořenými tkaninovou vložkou z polyamidu (P) nebo polyester-polyamidu (EP).



Obr. č. 16 Nesnadno hořlavé pásy GTP [3]

3.2 Základní vlastnosti

Typ pásu	Jednotky	GTP EP 1250/4	GTP EP 1400/4	GTP EP 1600/4
Počet vrstev v pásu	[-]	4+3	4+3	4+3
Celková tloušťka pásu	[mm]	19	20	20
Přibližná hmotnost	[kg.m ⁻²]	27	23	27
Pevnost v tahu	[kN.m ⁻¹]	1250	1400	1600
Šířka pásu	[mm]	1000-1600	1000-1600	1000-1600
Poměrné prodloužení při dovoleném namáhání	[%]	1,5	2	2
Prodloužení pásu v momentě přetížení	[%]	10	10	10

Tab. č. 2 Základní vlastnosti [3]

4. VÝPOČET PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU DLE ČSN ISO 5048

4.1 Vstupní parametry

Délka dopravníku..... $L = 1000 \text{ m}$

Průměrný úklon dopravníku $\delta = 5^\circ$

Šířka dopravního pásu..... $B = 1,2 \text{ m}$

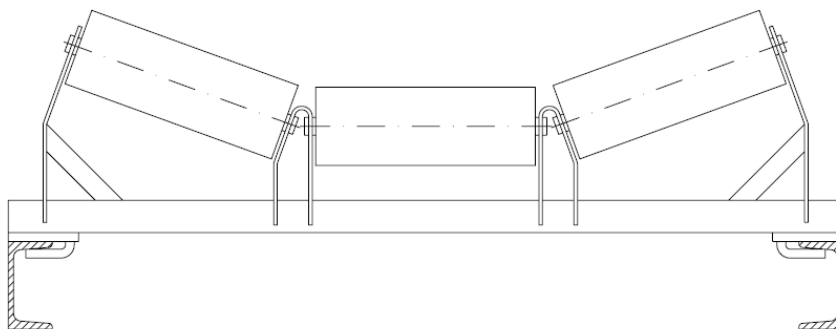
Rychlost dopravy..... $v = 3,8 \text{ m.s}^{-1}$

Sypná hmotnost dopravovaného materiálu..... $\rho_s = 1000 \text{ kg.m}^{-3}$

Dopravník bude pracovat v prostředí s nebezpečím výbuchu metanu a uhlého prachu.

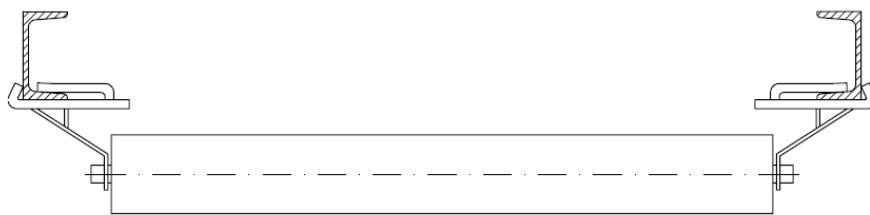
4.2 Výpočet dopravního množství q [kg/m]

S ohledem na dopravu kusovitého materiálu a šířku dopravního pásu volím tříválečkové uspořádání horní válečkové stolice typu CT-S s válečky typu F-133x465-6204 z katalogu firmy TRANZA a.s. Parametry válečkových stolic a válečku jsou uvedeny v tab. č.3



Obr. č. 17 Uspořádání horní válečkové stolice, typ CT-S [11]

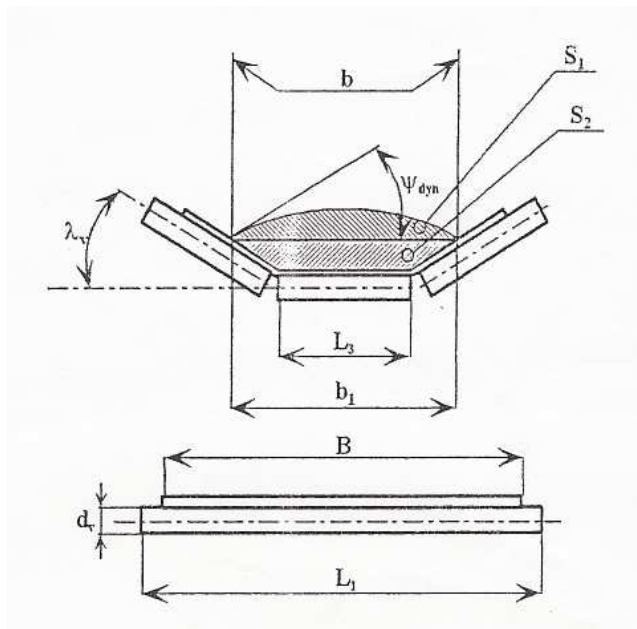
Pro dolní válečkovou stolicí volím jednoválečkové uspořádání typu CF-S s válečky typu F-133x1400-6204 z katalogu firmy TRANZA a.s. Parametry válečkových stolic a válečku jsou uvedeny v tab. č. 4



Obr. č. 18 Uspořádání dolní válečkové stolice, typ RB-S [11]

n_h	počet válečku v horní větvi	3 [-]
n_d	počet válečku v spodní větvi	1 [-]
L_{vh}	délka válečku v horní větvi	0,465 [-]
L_{vd}	délka válečku v spodní větvi	1,4 [-]
d_h	průměr válečku v horní větvi	0,133 [m]
d_d	průměr válečku v spodní větvi	0,133 [m]
m_{vh}	hmotnost válečku v horní větvi	5,6 [kg]
m_{vd}	hmotnost válečku v spodní větvi	14,6 [kg]
t_1	rozteč válečku v horní větvi	1,25 [m]
t_2	rozteč válečku v spodní větvi	3,75 [m]
λ_v	úhel sklonu bočních válečku	30 [deg]

Tab.č.3 Parametry válečku a válečkových stolic [11]



Obr. č. 19 Schéma uspořádání horní válečkové stolice

4.2.1 Využitelná ložná šířka pásu b [m]

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 = 0,9 \cdot 1,2 - 0,05 = 1,03 \text{ [m]} \quad (1)$$

4.2.2 Celková plocha průřezu náplně pásu S_v [m]

$$b_1 = b \cdot \cos \lambda_v + L_3 \cdot (1 - \cos \lambda_v) \quad (2)$$

$$b_1 = 1,03 \cdot \cos 30^\circ + 0,465 \cdot (1 - \cos 30^\circ)$$

$$b_1 = 0,954 \text{ [m]}$$

$$S_1 = \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \operatorname{tg} \Psi_d = \frac{1}{6} \cdot 0,954^2 \cdot \operatorname{tg} 18^\circ = 0,0493 \text{ [m}^2\text{]} \quad (3)$$

$$S_2 = \frac{1}{4} \cdot (b_1^2 - L_3^2) \cdot \operatorname{tg} \lambda_v = \frac{1}{4} \cdot (0,954^2 - 0,465^2) \cdot \operatorname{tg} 30^\circ = 0,1 \text{ [m}^2\text{]} \quad (4)$$

$$S_v = S_1 + S_2 = 0,0493 + 0,1 = 0,1493 \text{ [m}^2\text{]} \quad (5)$$

$$\text{Dynamický sypaný úhel černého uhlí } \psi_d (15^\circ \div 20^\circ) \Rightarrow \text{volím } \psi_d = 18^\circ \quad [1]$$

Dopravována hmota je podávána na skloněnou část pásu, tím se průřez S_1 zmenší o součinitel sklonu k jenž je dán vztahem (6). Pro idealizovaný chod dopravníku dopravující částečně tříděnou hmotu lze předpokládat, že součinitel korekce vrchlíku náplně pásu k_1 je dán vztahem.

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \Psi_d}{1 - \cos^2 \Psi_d}} \quad (6)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 5^\circ - \cos^2 18^\circ}{1 - \cos^2 18^\circ}}$$

$$k_1 = 0,96 \text{ [-]}$$

$$k = 1 - \frac{S_1}{S_v} \cdot (1 - k_1) \quad (7)$$

$$k = 1 - \frac{0,0493}{0,1493} \cdot (1 - 0,96)$$

$$k = 0,987 \text{ [-]}$$

4.2.3 Celková skutečná plocha průřezu náplně pásu S [m²]

$$S = k \cdot S_v = 0,987 \cdot 0,1493 = 0,1474 \text{ [m}^2\text{]} \quad (8)$$

4.2.4 Dopravované množství Q_D [t/hod]

$$Q_D = 3,6 \cdot S \cdot v \cdot \rho_s \cdot k_\varphi \quad (9)$$

$$Q_D = 3,6 \cdot 0,1474 \cdot 3,8 \cdot 1000 \cdot 0,75$$

$$Q_D = 1512,3 \text{ t/h}$$

Koeficient plnění volím $k_\varphi = 0,75$ [–]

4.2.5 Dopravní množství q [kg/m]

$$q = \frac{Q_D}{3,6 \cdot v} = \frac{1512,3}{3,6 \cdot 3,8} = 110,6 \text{ kg/m} \quad (10)$$

4.3 Návrh dopravního pásu

Volím dopravní pás Stomil Wolbrom GTP EP 1400/ 4 4+3

B	šířka dopravního pásu	1,2 [m]
q_B	hmotnost dopravního pásu	23 [kg/m ²]
σ_{dov}	dovolené namáhání pásu v tahu	1400 [N/mm]

Tab. 2 Parametry pásu [3]

4.4 Pohybové odpory pásového dopravníku

Stanovení hlavních odporů vychází ze zatížení, způsobené hmotností dopravované hmoty, hmotností dopravního pásu a hmotností rotujících válečků, připadající na 1 m délky dopravníku.

- Měrná hmotnost rotujících válečků ve spodní větvi q_{rd} [kg/m]

$$q_{rd} = \frac{n_d \cdot m_{vd}}{t_2} = \frac{1 \cdot 14,6}{3,75} = 3,9 \text{ kg/m} \quad (11)$$

- Měrná hmotnost rotujících válečků v horní větvi q_{rh} [kg/m]

$$q_{rh} = \frac{n_h \cdot m_{vh}}{t_1} = \frac{3 \cdot 5,6}{1,25} = 13,4 \text{ kg/m} \quad (12)$$

- Hmotnost 1 m dopravního pásu q_p [kg/m]

$$q_p = 1,2 \cdot q_B = 1,2 \cdot 23 = 27,6 \text{ kg/m} \quad (13)$$

4.4.1 Hlavní odpory

- Síla potřebná k překonání pohybových odporů dopravníku F_H [N]

$$\begin{aligned} F_H &= w \cdot g \cdot L \cdot [(q + 2 \cdot q_p) \cdot \cos \delta + q_{rh} + q_{rd}] \\ F_H &= 0,0218 \cdot g \cdot 1000 \cdot [(110,6 + 2 \cdot 27,6) \cdot \cos 5^\circ + 13,4 + 3,9] \\ F_H &= 39022,5 \text{ N} \end{aligned} \quad (14)$$

Měrný odpor dopravníku w [-]

$$w = C \cdot f = 1,09 \cdot 0,02 = 0,0218 \text{ [-]} \quad (15)$$

Globální součinitel tření $f = 0,02$ [-]

Součinitel vedlejšího odporu C [-]

$$C = \frac{L + L_o}{L} = \frac{1000 + 90}{1000} = 1,09 \text{ [-]} \quad (16)$$

Přídavná délka $L_o \in \langle 70; 100 \rangle$

- Síla potřebná k překonání dopravní výšky F_{St} [N]

$$\begin{aligned} F_{St} &= q \cdot H \cdot g \\ F_{St} &= 110,6 \cdot 1000 \cdot \sin 5^\circ \cdot g \\ F_{St} &= 94562,8 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (17)$$

4.4.2 Vedlejší odpory

- Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování F_{bA} [N]

$$F_{bA} = q \cdot v \cdot (v - v_0) = 110,6 \cdot 3,8 \cdot (3,8 - 0) = 1597,1 \text{ [N]} \quad (18)$$

Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu $v_0 = 0$ [m/s]

- Odpor ohybu pásu na bubnu

$$F_l = (500 \div 1500) [N] \Rightarrow \text{Volím } F_l = 1200 \text{ N}$$

4.4.3 Přídavné odpory

- Odpor čističe pásu F_r [N]

$$F_r = 400 \cdot B \cdot n_r \quad (19)$$

$$F_r = 400 \cdot 1,2 \cdot 3$$

$$F_r = 1440 [N]$$

Počet čističů na dopravním páse n_r [-]

- Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování F_{N2} [N]

$$F_{N2} = \frac{\mu_B \cdot q^2 \cdot v^2 \cdot g \cdot L_N}{\rho_s \cdot \left(\frac{v + v_0}{2} \right)^2 \cdot b_1^2} \quad (20)$$

$$F_{N2} = \frac{0,6 \cdot 110,6^2 \cdot 3,8^2 \cdot 9,81 \cdot 1,23}{1000 \cdot \left(\frac{3,8 + 0}{2} \right)^2 \cdot 0,954^2}$$

$$F_{N2} = 389,2 \text{ N}$$

Minimální urychlovací délka L_N [m]

$$L_N = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_B} \quad (21)$$

$$L_N = \frac{3,8^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6}$$

$$L_N = 1,23 \text{ m}$$

Součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením $\mu_B \in \langle 0,5; 0,7 \rangle$

4.5 Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu F_U [N]

$$F_U = F_H + F_{St} + F_{bA} + F_l + F_r + F_{N2} \quad (22)$$

$$F_U = 39022,5 + 94562,8 + 1597,1 + (4 \cdot 1200) + 1440 + 389,2$$

$$F_U = 141811,6 \text{ [N]}$$

4.6 Návrh pohonu pásového dopravníku

4.6.1 Potřebný provozní výkon poháněcího elektromotoru, volba elektromotoru

$$P_M = \frac{F_U \cdot v}{\eta_p} \quad (23)$$

$$P_M = \frac{141811,6 \cdot 10^{-3} \cdot 3,8}{0,85}$$

$$P_M = 634 \text{ [kW]}$$

Účinnost pohonu volím $\eta_p = 0,85$ [–]

- Určení příkonu 1 elektromotoru P_M [kW]

$$P_M \geq \frac{P}{n_e} \quad (24)$$

$$P_M \geq \frac{634}{4}$$

$$P_M \geq 158,5 \text{ kW}$$

Volím trojfázový asynchronní motor s kotvou na krátko v nevýbušném provedení řady 1MJ7 z katalogu firmy SIEMENS s.r.o. Parametry elektromotoru jsou uvedeny v tab. č. 3.

P_e jmenovitý výkon	160 [kW]
n_M jmenovité otáčky	1488 [min^{-1}]
M_M jmenovitý moment	1030 [N.m]
M_Z moment záběru	2678 [N.m]
J_M moment setrvačnosti	3,2 [kg.m^2]
η_M účinnost elektromotoru	95,7 [%]
m hmotnost	1060 [kg]

Tab. č. 3 Parametry elektromotoru [14]

4.6.2 Výpočet převodovky, volba převodovky

Potřebný převodový poměr převodovky i_{pv} [-]

$$i_{pv} = \frac{n_M \cdot \pi \cdot D}{v \cdot 60} \quad (25)$$

$$i_{pv} = \frac{1488 \cdot \pi \cdot 0,8}{3,8 \cdot 60}$$

$$i_{pv} = 16,4 \quad [-]$$

Průměr bubnu $\phi D = 0,8 \text{ [m]}$

Na základě výpočtu převodového poměru volím kuželočelní přírubovou dvoustupňovou převodovku KH187 z katalogu firmy SEW-EURODRIVE s.r.o. Parametry převodovky jsou uvedeny v tab. č. 4.

P_p	jmenovitý výkon	160 [kW]
i_p	převodový poměr	17,18 [-]
J_p	moment setrvačnosti	0,0525 [kg.m ²]
m	hmotnost	2710 [kg]

Tab. č. 4 Parametry převodovky [15]

4.6.3 Návrh spojky

Mezi převodovku a elektromotor jsem zvolil pružnou spojku JAW-FLEX typ LSW300 z katalogu firmy RATHI. Parametry spojky jsou uvedeny v tab. č. 5.

n_{sp}	maximální otáčky	2250 [min ⁻¹]
M_s	maximální točivý moment	3047 [N.m]
J_s	moment setrvačnosti	0,41 [kg.m ²]
m	hmotnost	55 [kg]

Tab. č.5 Parametry spojky [13]

4.6.4 Skutečná dopravní rychlost, kontrola dopravního výkonu

- Skutečná rychlost pásu $v_{sk} [m/s]$

$$v_{sk} = \frac{i_{pv}}{i_p} \cdot v = \frac{16,4}{17,18} \cdot 3,8 = 3,63 [m/s] \quad (26)$$

- Skutečný dopravní výkon $Q_{vp} [t/hod]$

$$Q_{vp} = 3,6 \cdot S \cdot k_{\varphi} \cdot \rho \cdot v_{sk} \quad (27)$$

$$Q_{vp} = 3,6 \cdot 0,1493 \cdot 0,75 \cdot 1000 \cdot 3,63$$

$$Q_{vp} = 1463,3 [t/hod]$$

- Kontrola dopravního výkonu $Q_{rozdl} [\%]$

$$Q_{rozdl} = \left(1 - \frac{Q_D}{Q_{vp}}\right) \cdot 100 \quad (28)$$

$$Q_{rozdl} = \left(1 - \frac{1512,3}{1463,3}\right) \cdot 100$$

$$Q_{rozdl} = -3,35 [\%]$$

Přepočtená hodnota dopravního množství nepřesáhla hodnotu $\pm 5 \%$, proto jsou zvolené součásti akceptovatelné.

4.7 Kontrola rozběhu dopravníku

Je nutné stanovit statický a dynamický moment zátěže a tyto momenty porovnat se záběrným momentem elektromotoru.

4.7.1 Statický moment od zatížení dopravníku redukováný na hřídel motoru $M_{SM} [N.m]$

$$M_{SM} = \frac{1}{n_e} \cdot F_U \cdot 0,5 \cdot D \cdot \frac{1}{\eta_p \cdot i_p} \quad (29)$$

$$M_{SM} = \frac{1}{4} \cdot 141811,6 \cdot 0,5 \cdot 0,8 \cdot \frac{1}{0,85 \cdot 17,18}$$

$$M_{SM} = 971,1 [N.m]$$

Počet použitých elektromotorů $n_e = 4$

4.7.2 Dynamický moment zátěže $M_{DM} [N.m]$

$$M_{DM} = \left[(q + 2 \cdot q_p + q_{rh} + q_{rd}) \cdot \frac{L \cdot D}{2 \cdot \eta_p \cdot i_p} + \frac{2 \cdot \sum J_b}{D} \cdot \frac{1}{\eta_p \cdot i_p} + n_e \cdot \frac{2 \cdot (J_p + J_s + J_M)}{D \cdot \eta_p} \cdot i_p \right] \cdot \frac{v}{t_r} \quad (30)$$

$$M_{DM} = \left[(110,6 + 2 \cdot 27,6 + 13,4 + 3,9) \cdot \frac{1000 \cdot 0,8}{2 \cdot 0,85 \cdot 17,18} + \frac{2 \cdot \sum 263}{0,8} \cdot \frac{1}{0,85 \cdot 17,18} + 4 \cdot \frac{2 \cdot (0,0525 + 0,41 + 3,2)}{0,8 \cdot 0,85} \cdot 17,18 \right] \cdot \frac{3,8}{15}$$

$$M_{DM} = 1469,5 [N \cdot m]$$

Dobu rozběhu volím $t_r = 15 [s]$

Moment setrvačnosti bubnu $J_B = 43,81 [kg \cdot m^2]$

4.7.3 Kontrola rozběhu

$$M_Z > M_{SM} + M_{DM} \quad (31)$$

$$2678 > 971,1 + 1469,5$$

$$2678 \text{ N.m} > 2440,6 \text{ N.m}$$

Navrhnutý pohon vyhovuje kontrole na rozběh.

4.8 Kontrola brzdění dopravníku a návrh brzdy

Vypočítám brzdné momenty pro zastavení dopravníku a udržení dopravníku v klidu.

Budu předpokládat dobu brzdění $t_b = 15$ [s].

4.8.1 Dynamický brzdný moment M_{DB} [N.m]

$$M_{DB} = \left[(q_G + 2 \cdot q_p + q_{rh} + q_{rd}) \cdot \frac{L \cdot D}{2 \cdot \eta_p \cdot i_p} + \frac{2 \cdot \sum J_b}{D} \cdot \frac{1}{\eta_p \cdot i_p} + n_p \cdot \frac{2 \cdot (J_p + J_s + J_M)}{D \cdot \eta_p} \cdot i_p \right] \cdot \frac{v}{t_b} \quad (32)$$

$$M_{DB} = \left[(110,6 + 2 \cdot 27,6 + 13,4 + 3,9) \cdot \frac{1000 \cdot 0,8}{2 \cdot 0,85 \cdot 17,18} + \frac{2 \cdot \sum 263}{0,8} \cdot \frac{1}{0,85 \cdot 17,18} + 4 \cdot \frac{2 \cdot (0,0525 + 0,41 + 3,2)}{0,8 \cdot 0,85} \cdot 17,18 \right] \cdot \frac{3,8}{15}$$

$$M_{DB} = 1469,5 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Počet použitých pohonů $n_p = 4$

4.8.2 Brzdný moment potřebný k zastavení dopravníku M_{B1} [N.m]

$$M_{B1} = \frac{1}{n_B} \cdot \left[M_{DB} - (0,7 \cdot F_H + F_{st} + F_{bA} + F_l + F_r + F_{N2}) \cdot 0,5 \cdot D \cdot \frac{\eta_p}{i_p} \right] \cdot k_B \quad (33)$$

$$M_{B1} = \frac{1}{4} \cdot \left[1469,5 - (0,7 \cdot 39022,5 + 94562,8 + 1597,1 + 4 \cdot 1200 + 1440 + 389,2) \cdot 0,5 \cdot 0,8 \cdot \frac{0,85}{17,18} \right] \cdot 1,7$$

$$M_{B1} = -469,8 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

4.8.3 Brzdý moment potřebný k udržení dopravního pásu v klidu M_{B2} [N.m]

$$M_{B2} = \frac{1}{n_B} \cdot \left[(-0,7 \cdot F_H + |F_{st}| - F_{bA} - F_l - F_r - F_{N2}) \cdot 0,5 \cdot D \cdot \frac{\eta_p}{i_p} \right] \cdot k_B \quad (34)$$

$$M_{B2} = \frac{1}{4} \cdot \left[(-0,7 \cdot 39022,5 + |94562,8| - 1597,1 - 4 \cdot 1200 - 1440 - 389,2) \cdot 0,5 \cdot 0,8 \cdot \frac{0,85}{17,18} \right] \cdot 1,7$$

$$M_{B2} = 596,4 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Počet použitých brzd $n_B = 4$

Součinitel bezpečnosti brzdy $k_B = 1,7$ [–]

Maximální účinnost poháněcí stanice $\eta_{\max} = 0,85$ [–]

4.8.4 Kontrola brzd

$$\begin{aligned} M_{B1} &\leq M_B \wedge M_{B2} \leq M_B \\ -469,8 &< 1400 \wedge 596,4 < 1400 \end{aligned} \quad (35)$$

Zvolená čelist'ová brzda s brzdňým momentem $M_B = 1400 \text{ N.m}$ vyhovuje kontrole.

4.9 Tahy v dopravním pásu

4.9.1 Maximální obvodová síla $F_{U,\max}$ [N]

$$\begin{aligned} F_{U,\max} &= k_s \cdot F_U \\ F_{U,\max} &= 1,3 \cdot 141811,6 \\ F_{U,\max} &= 184355,1 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (36)$$

Statická bezpečnost proti prokluzu volím $k_s = 1,3$ [–]

4.9.2 Tah v pásu ve sbíhající větvi $F_{2,\min}$ [N]

$$\begin{aligned} F_{2,\min} &= F_{U,\max} \cdot \frac{1}{e^{(\mu_1 \cdot \varphi_1 + \mu_2 \cdot \varphi_2)} - 1} \\ F_{2,\min} &= 184355,1 \cdot \frac{1}{e^{(0,3 \cdot 3,665 + 0,3 \cdot 3,665)} - 1} \\ F_{2,\min} &= 22998,4 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (37)$$

Součinitel tření mezi dopravním pásem a povrchem bubnu volím $\mu_1; \mu_2 = 0,3$ [–]

Úhel maximálního opásání bubnu $\varphi_1; \varphi_2 = 2 \times 210^\circ$

4.9.3 Tah v pásu v nabíhající větvi $F_{1,\min}$ [N]

$$\begin{aligned} F_{1,\min} &= F_{2,\min} + F_U \\ F_{1,\min} &= 22998,4 + 141811,6 \\ F_{1,\min} &= 164810 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (38)$$

4.10 Napínací síla F_{ZS} [N]

Dopravuji směrem k pohonu

$$\begin{aligned} F_Z &\geq 2 \cdot (F_{2,\min} - \sin \delta \cdot q_p \cdot g \cdot L_1) \\ F_Z &\geq 2 \cdot (22998,4 - \sin 5 \cdot 27,6 \cdot g \cdot 20) \\ F_Z &\geq 45053 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (39)$$

Aby bylo bezpečně zajištěno, že pás nebude prokluzovat, doporučuje se, takto vypočtenou napínací sílu zvětšit o 10 %

$$\begin{aligned} F_{ZS} &= 1,1 \cdot F_Z \\ F_{ZS} &= 1,1 \cdot 45053 \text{ N} \\ F_{ZS} &= 49558,2 \text{ N} \end{aligned} \quad (40)$$

Volím napínací sílu $F_{ZS} = 50000 \text{ N}$

4.11 Skutečné tahy v dopravním pásu

4.11.1 Maximální síla v pásu F_{\max} [N]

$$F_{\max} = F_U + \frac{F_{ZS}}{2} = 141811,6 + \frac{50000}{2} = 166811,6 \text{ N} \quad (41)$$

4.11.2 Tah v pásu ve sbíhající větvi F_{OS} [N]

$$F_{OS} = \frac{1}{2} \cdot F_{ZS} = \frac{1}{2} \cdot 50000 = 25000 \text{ [N]} \quad (42)$$

4.11.3 Tah v pásu v nabíhající větvi F_{NS} [N]

$$F_{NS} = F_{\max} = 166811,6 \text{ N}$$

4.12 Pevnostní kontrola dopravního pásu

Pevnost dopravního pásu v tahu $\sigma_{dov} = 1400 \text{ [N/mm]}$.

$$F_{dov} = \frac{\sigma_{dov} \cdot B}{k_{bp}} \geq F_{\max} \quad (43)$$

$$F_{dov} = \frac{1400 \cdot 1200}{10} \geq F_{\max}$$

$$F_{dov} > F_{\max} \Rightarrow 168000 \text{ N} \geq 166811,6 \text{ N}$$

Dopravní pás pevnostně vyhoví danému zatížení.

4.13 Měrný tlak mezi bubnem a pásem p_{sk} [MPa]

Dovolený tlak $p_d = 0,2 \text{ MPa}$

$$p_{sk} = \frac{F_{os} + F_{NS}}{B \cdot D} \cdot 10^{-6} \quad (44)$$

$$p_{sk} = \frac{25000 + 166811,6}{1,2 \cdot 0,83} \cdot 10^{-6}$$

$$p_{sk} = 0,199 \text{ [MPa]} < p_d \Rightarrow \dots \text{vyhovuje}$$

5. VÝPOČET TAHOVÝCH SIL V DOPRAVNÍM PÁSE

Výpočet dle literatury [1]

5.1 Graficko - početní metoda

Graficko – početní metoda umožňuje stanovení sil po celé délce dopravního pásu. Stanovení tahu v páse na konci i-tého úseku při znalosti tahu na začátku vychází z tohoto vztahu.

$$T_i = T_{i-1} + (m_{pos} + m_{rot}) \cdot g \cdot w_i \cdot l_i \pm m_{pos} \cdot g \cdot h_i + \sum F_{pvi} \quad (45)$$

Kde

T_i - tahová síla v dopravním páse na konci i-tého úseku konstantního úklonu [N]

T_{i-1} - tahová síla v dopravním páse na začátku i-tého úseku konstantního úklonu [N]

m_{pos} - zatížení dopravníku posuvnými hmotami [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]

m_{rot} - zatížení dopravníku rotačními hmotami [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]

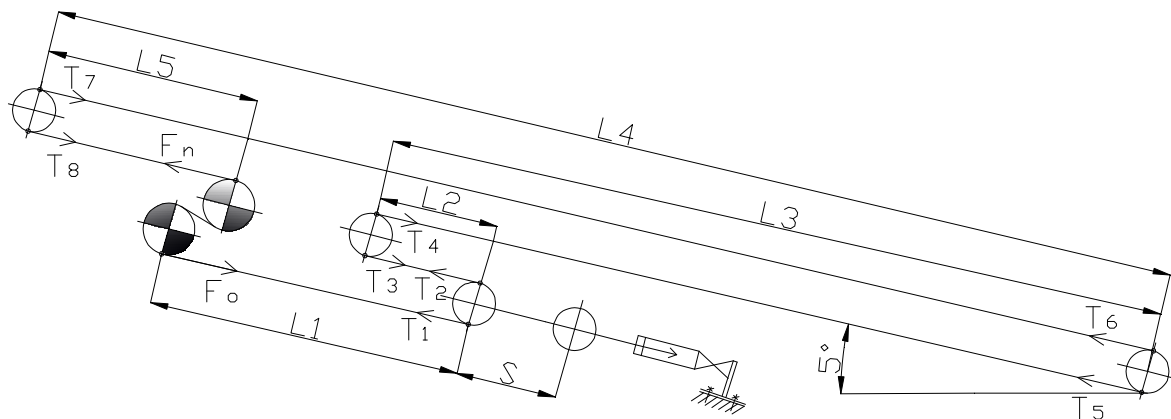
w_i - měrný pohybový odpor v i-tém úseku [-]

l_i - vodorovný průmět délky i-tého úseku [m]

h_i - převýšení i-tého úseku [m]

$\sum F_{pvi}$ - suma přídavných a vedlejších odporů v i-tém úseku [N]

Celkové schéma dopravníku včetně zakótovaných rozměrů trati a umístění jednotlivých sil je znázorněno na obr. č. 20



Obr.č. 20 Schéma pásového dopravníku

Délky jednotlivých úseků trati:

$$L_1 = 20 \text{ m}$$

$$L_2 = 11 \text{ m}$$

$$L_3 = 982 \text{ m}$$

$$L_4 = 1000 \text{ m}$$

$$L_5 = 10 \text{ m}$$

5.1.1 Výpočet tahové síly v pásu relativně k tahu v bodě 0

$$T_0' = F_0$$

$$T_1' = F_0 + g \cdot [w \cdot L_1 \cdot (q_p + q_{rd}) - H \cdot q_p]$$

$$T_1' = F_0 + 9,81 \cdot [0,0218 \cdot 20 \cdot (27,6 + 3,9) - 20 \cdot \sin 5^\circ \cdot 27,6]$$

$$T_1' = F_0 - 337,2 \text{ N}$$

$$T_2' = T_1' + F_l = F_0 + 862,8 \text{ N}$$

$$T_3' = T_2' + g \cdot [w \cdot L_2 \cdot (q_p + q_{rd}) + H \cdot q_p]$$

$$T_3' = T_2' + 9,81 \cdot [0,0218 \cdot 11 \cdot (27,6 + 3,9) + 11 \cdot \sin 5^\circ \cdot 27,6]$$

$$T_3' = F_0 + 1196,5 \text{ N}$$

$$T_4' = T_3' + F_l = F_0 + 2396,5 \text{ N}$$

$$T_5' = T_4' + g \cdot [w \cdot L_3 \cdot (q_p + q_{rd}) - H \cdot q_p]$$

$$T_5' = T_4' + 9,81 \cdot [0,0218 \cdot 982 \cdot (27,6 + 3,9) - 982 \cdot \sin 5^\circ \cdot 27,6]$$

$$T_5' = F_o - 14161,4 \text{ N}$$

$$T_6' = T_5' + F_l = F_o - 12961,4 \text{ N}$$

$$T_7' = T_6' + g \cdot [w \cdot L_4 \cdot (q_p + q_{rh} + q) + H \cdot (q_p + q)] + F_{bA} + F_{N2}$$

$$T_7' = T_6' + 9,81 \cdot [0,0218 \cdot 1000 \cdot (27,6 + 13,4 + 110,6) + 1000 \cdot \sin 5^\circ \cdot (27,6 + 110,6)] \\ + 1597,1 + 389,2$$

$$T_7' = F_o + 139606,5 \text{ N}$$

$$T_8' = T_7' + F_l = F_o + 140806,5 \text{ N}$$

$$F_n' = T_8' + g \cdot [w \cdot L_5 \cdot (q_p + q_{rd}) - H \cdot q_p] + F_r$$

$$F_n' = T_8' + 9,81 \cdot [0,0218 \cdot 10 \cdot (27,6 + 3,8) - 10 \cdot \sin 5^\circ \cdot 27,6] + 1440$$

$$F_n' = F_o + 142077,7 \text{ N}$$

5.1.2 Velikost odbíhající síly F_o [N]

$$F_o \geq \frac{F_n' \cdot k_s}{e^{(\varphi_1 \cdot \mu_1 + \varphi_2 \cdot \mu_2)} - 1}$$

$$F_o \geq \frac{142077,7 \cdot 1,3}{e^{(0,3 \cdot 3,665 + 0,3 \cdot 3,665)} - 1}$$

$$F_o \geq 23041,6 \text{ N}$$

Volím odbíhající sílu $F_o = 25000$ [N]

V důsledku volby odbíhající síly jsou nyní všechny tahy v páse navýšeny o hodnotu

$$F_o = 25000 \text{ N}$$

$$T_0 = 25000 \text{ N}$$

$$T_1 = 24662,8 \text{ N}$$

$$T_2 = 25862,8 \text{ N}$$

$$T_3 = 26196,5 \text{ N}$$

$$T_4 = 27396,5 \text{ N}$$

$$T_5 = 10838,6 \text{ N}$$

$$T_6 = 12038,6 \text{ N}$$

$$T_7 = 164606,5 \text{ N}$$

$$T_8 = 165806,5 \text{ N}$$

$$F_n = 167077,7 \text{ N}$$

5.1.3 Dovolенý průvės dopravního pásu

Tahy v pásu musí být stanoveny tak, aby splnily podmínku maximálního přípustného průhybu pásu, aby nedošlo k prokluzu pásu na bubnech.

Dovolенý relativní průvės dopravního pásu $y_{\max} = (0,005 \div 0,02)$

Volím $y_{\max} = 0,02 \text{ [-]}$

Pro plnou větev:

$$F_{MIN_H} = \frac{(q_p + q) \cdot g \cdot t_1}{8 \cdot y_{\max}} \quad (46)$$

$$F_{MIN_H} = \frac{(27,6 + 110,6) \cdot 9,81 \cdot 1,25}{8 \cdot 0,02}$$

$$F_{MIN_H} = 10591,7 \text{ N}$$

$T_6, T_7 \geq F_{MIN_H} \Rightarrow$ Podmínka maximálního přípustného průhybu pásu je splněna.

Pro prázdnou větev

$$F_{MIN_D} = \frac{q_p \cdot g \cdot t_2}{8 \cdot y_{\max}} \quad (47)$$

$$F_{MIN_D} = \frac{27,6 \cdot 9,81 \cdot 3,75}{8 \cdot 0,02}$$

$$F_{MIN_D} = 6346 \text{ N}$$

$T_1, T_2, T_3, T_4, T_5 \geq F_{MIN_D} \Rightarrow$ Podmínka maximálního přípustného průhybu pásu je splněna.

6. PRODLOUŽENÍ DOPRAVNÍHO PÁSU A ZDVIH NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

Výpočet dle literatury [1]

Pružné poměrné prodloužení dopravního pásu $\varepsilon_d = 2\%$ [3]

6.1 Tahová tuhost pásu $E \cdot B$ [N]

$$E \cdot B = \frac{\sigma_{dov} \cdot B}{\varepsilon_d} \cdot 10^2 = \frac{1400 \cdot 1,2}{0,02} \cdot 10^2 = 8,4 \cdot 10^6 \text{ [N]} \quad (48)$$

6.2 Zdvih napínacího zařízení při ustáleném chodu dopravního pásu ΔS_{DU} [m]

Velikost celkové zatěžovací plochy se určí ze vztahu

$$U = \int_0^{2L} T_x dx \quad [N.m] \quad (49)$$

a při lineární změně velikosti tahových sil v úseku konstantního úklonu

$$U = \sum_1^n \frac{T_{i-1} + T_i}{2} \cdot L_i \quad (50)$$

$$U = 0,5 \cdot (T_0 + T_1) \cdot L_1 + 0,5 \cdot (T_2 + T_3) \cdot L_2 + 0,5 \cdot (T_4 + T_5) \cdot L_3 \\ + 0,5 \cdot (T_6 + T_7) \cdot L_4 + 0,5 \cdot (T_8 + T_n) \cdot L_5$$

$$U = 0,5 \cdot (25000 + 24662,8) \cdot 20 + 0,5 \cdot (25862,8 + 26196,5) \cdot 11 \\ + 0,5 \cdot (27396,5 + 10838,6) \cdot 982 + 0,5 \cdot (12038,6 + 164606,5) \cdot 1000 \\ + 0,5 \cdot (165806,5 + 167077,7) \cdot 10$$

$$U = 109543359,3 \text{ [N.m]}$$

Velikost klidové zatěžovací plochy

$$U_K = L \cdot F_Z = L \cdot (T_1 + T_2) \quad (51)$$

$$U_K = 1000 \cdot (24662,8 + 25862,8)$$

$$U_K = 50525600 \text{ [N.m]}$$

Potřebný zdvih napínacího zařízení pro ustálený chod dopravního pásu

$$\Delta S_D = \frac{U - U_K}{2 \cdot E \cdot B} \quad (52)$$

$$\Delta S_D = \frac{109543359,3 - 50525600}{2 \cdot 8,4 \cdot 10^6}$$

$$\Delta S_{DU} = 3,5 \text{ m}$$

6.3. Zdvih napínacího zařízení při rozběhu a brzdění

dopravního pásu $\Delta S_{DR,B} [m]$

6.3.1 Dynamické síly při rozběhu a brzdění dopravního pásu $F_{Dh}, F_{Dd} [N]$

V úseku trati L_1

$$F_{Dd1} = L_1 \cdot (q_p + q_{rd}) \cdot \frac{v}{t_{r,b}} \quad (53)$$

$$F_{Dd1} = 20 \cdot (27,6 + 3,9) \cdot \frac{3,8}{15}$$

$$F_{Dd1} = 159,6 [N]$$

V úseku trati L_2

$$F_{Dd2} = L_2 \cdot (q_p + q_{rd}) \cdot \frac{v}{t_{r,b}}$$

$$F_{Dd2} = 11 \cdot (27,6 + 3,9) \cdot \frac{3,8}{15}$$

$$F_{Dd2} = 87,8 [N]$$

V úseku trati L_3

$$F_{Dd3} = L_3 \cdot (q_p + q_{rd}) \cdot \frac{v}{t_{r,b}}$$

$$F_{Dd3} = 982 \cdot (27,6 + 3,9) \cdot \frac{3,8}{15}$$

$$F_{Dd3} = 7836,4 \text{ N}$$

V úseku trati L_4

$$F_{Dh4} = L_4 \cdot (q_p + q + q_{rh}) \cdot \frac{v}{t_{r,b}} \quad (54)$$

$$F_{Dh4} = 1000 \cdot (27,6 + 110,6 + 13,4) \cdot \frac{3,8}{15}$$

$$F_{Dh4} = 38405,3 \text{ N}$$

V úseku trati L_5

$$F_{Dd5} = L_5 \cdot (q_p + q_{rd}) \cdot \frac{v}{t_{r,b}}$$

$$F_{Dd5} = 10 \cdot (27,6 + 3,9) \cdot \frac{3,8}{15}$$

$$F_{Dd5} = 79,8 \text{ N}$$

6.3.2 Potřebný zdvih napínacího zařízení pro rozběh dopravního pásu

Tahové síly v pásu navýšíme o dynamické síly při rozběhu.

$$U = \sum_1^n \frac{T_{i-1} + T_i}{2} \cdot L_i$$

$$U = 0,5 \cdot (T_0 + T_1 + F_{Dd1}) \cdot L_1 + 0,5 \cdot (T_2 + T_3 + F_{Dd2}) \cdot L_2 \\ + 0,5 \cdot (T_4 + T_5 + F_{Dd3}) \cdot L_3 + 0,5 \cdot (T_6 + T_7 + F_{Dh4}) \cdot L_4 \\ + 0,5 \cdot (T_8 + T_n + F_{Dd5}) \cdot L_5$$

$$U = 0,5 \cdot (25000 + 24662,8 + 159,6) \cdot 20 \\ + 0,5 \cdot (25862,8 + 26196,5 + 87,8) \cdot 11 \\ + 0,5 \cdot (27396,5 + 10838,6 + 7836,4) \cdot 982 \\ + 0,5 \cdot (12038,6 + 164606,5 + 38405,3) \cdot 1000 \\ + 0,5 \cdot (165806,5 + 167077,7 + 79,8) \cdot 10$$

$$U = 132596160 \text{ N}$$

Výsledný zdvih napínacího zařízení při rozběhu pásového dopravníku.

$$\Delta S_{DR} = \frac{U - U_K}{2 \cdot E \cdot B}$$

$$\Delta S_{DR} = \frac{132596160 - 50525600}{2 \cdot 8,4 \cdot 10^6}$$

$$\Delta S_{DR} = 4,9 \text{ [m]}$$

6.3.3 Potřebný zdvih napínacího zařízení pro brzdění dopravního pásu

Tahové síly v pásu snížíme o dynamické síly při brzdění.

$$U = 0,5 \cdot (T_0 + T_1 - F_{Dd1}) \cdot L_1 + 0,5 \cdot (T_2 + T_3 - F_{Dd2}) \cdot L_2 \\ + 0,5 \cdot (T_4 + T_5 - F_{Dd3}) \cdot L_3 + 0,5 \cdot (T_6 + T_7 - F_{Dh4}) \cdot L_4 \\ + 0,5 \cdot (T_8 + T_n - F_{Dd5}) \cdot L_5$$

$$U = 0,5 \cdot (25000 + 24662,3 - 159,6) \cdot 20 \\ + 0,5 \cdot (25862,8 + 26196,5 - 87,8) \cdot 11 \\ + 0,5 \cdot (27396,5 + 10838,6 - 7836,4) \cdot 982 \\ + 0,5 \cdot (12038,6 + 164606,5 - 38405,3) \cdot 1000 \\ + 0,5 \cdot (165806,5 + 167077,7 - 79,8) \cdot 10$$

$$U = 86490555,6 \text{ N}$$

Výsledný zdvih napínacího zařízení při brzdění pásového dopravníku.

$$\Delta S_{DB} = \frac{U - U_K}{2 \cdot E \cdot B}$$

$$\Delta S_{DB} = \frac{86490555,6 - 50525600}{2 \cdot 8,4 \cdot 10^6}$$

$$\Delta S_{DB} = 2,1 \text{ m}$$

6.4 Trvale prodloužení dopravního pásu $\Delta S_c [m]$

$$\Delta S_c = \varepsilon_c \cdot 10^{-2} \cdot L = (\varepsilon_p + \varepsilon_d) \cdot 10^{-2} \cdot L \quad (55)$$

$$\Delta S_c = (1 + 2) \cdot 10^{-2} \cdot 1000$$

$$\Delta S_c = 30 \text{ m}$$

Kde

ε_c - celkové poměrné zatížení dopravního pásu [%]

ε_p - trvalé poměrné prodloužení dopravního pásu [%]

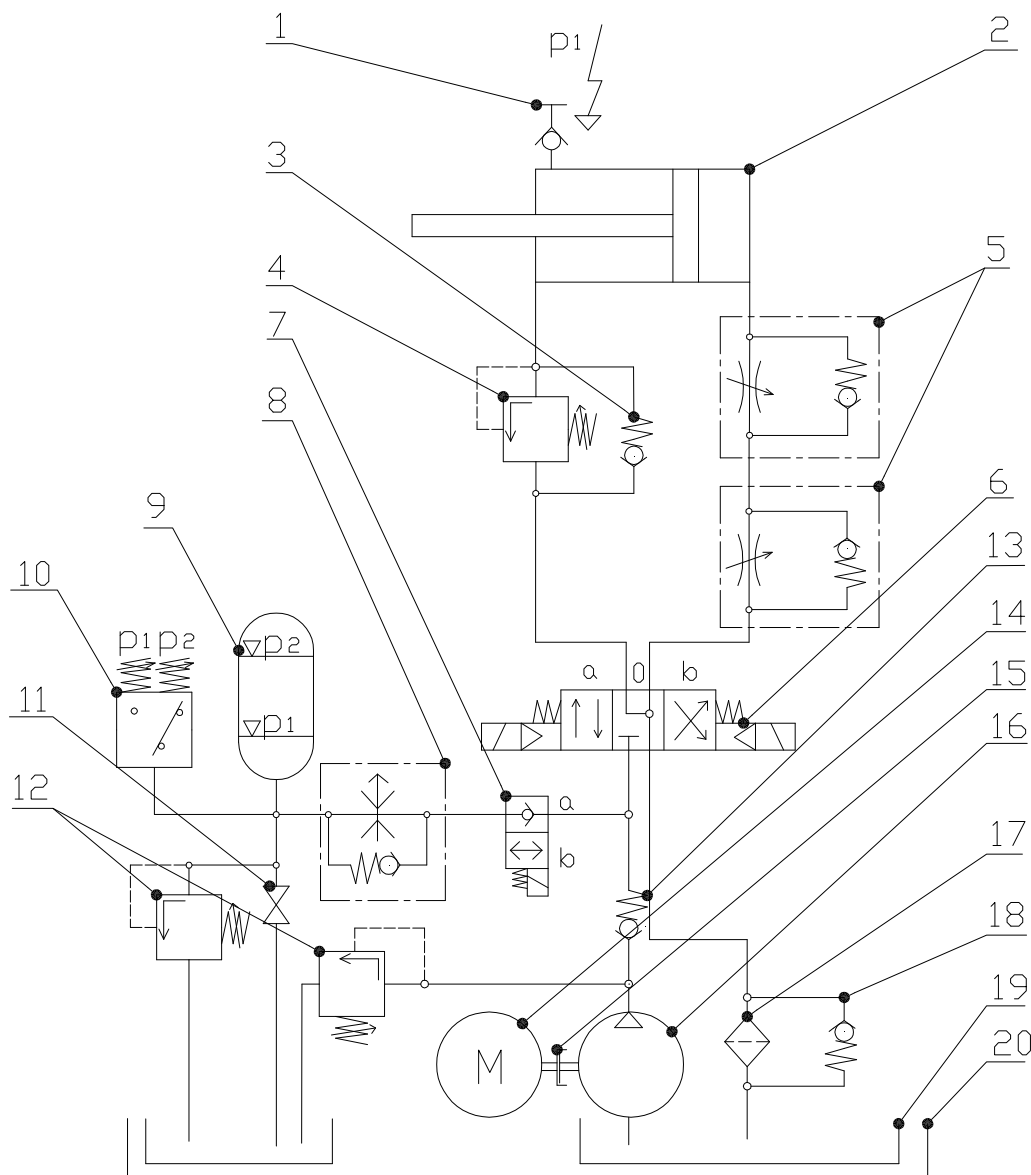
ε_d - pružné poměrné prodloužení dopravního pásu [%]

7. HYDRAULICKÉ NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

7.1 Vstupní hodnoty

- Napínací síla $F_{ZS} = 50000 \text{ N}$
- Rychlost zdvihu $v_x = 0,25 \text{ m/s}$
- Požadovaný zdvih:
 - při ustáleném chodu dopravníku $\Delta S_{DU} = 3,5 \text{ m}$
 - při rozběhu dopravníku $\Delta S_{DR} = 4,9 \text{ m}$
 - při brzdění dopravníku $\Delta S_{DB} = 2,1 \text{ m}$

7.2 Schéma a popis hydraulického obvodu



1-Snímač tlaku, 2-hydraulický válec, 3,13,18-jednosměrný ventil s pružinou 4- tlakový ventil, 5-škrťací ventil se zabudovaným zpětným ventilem, 6-dvoustupňový elektrický ovládaný rozvaděč, 7-dvoupolohový sedlový ventil, 8-dvoucestný škrťací ventil se stabilizací tlakového spádu , 9- pístový akumulátor, 10-tlakový spínač , 11-dvoucestný kulový ventil, 12-tlakový ventil, 14-asynchronní 3-fázový elektromotor, 15-pružná spojka, 16-zubové čerpadlo s vnějším ozubením, 17-dvoupolohový odlehčovací ventil, 19-Nádrž, 20-záchytná jímka hořlavých kapalin

Obr. č. 21 Schéma a popis hydraulického obvodu

7.3 Výpočet a charakteristiky jednotlivých prvků hydraulického obvodu

7.3.1 Návrh a výpočet hydraulického válce

Volím tlak ve válci $p = 10 \text{ MPa}$

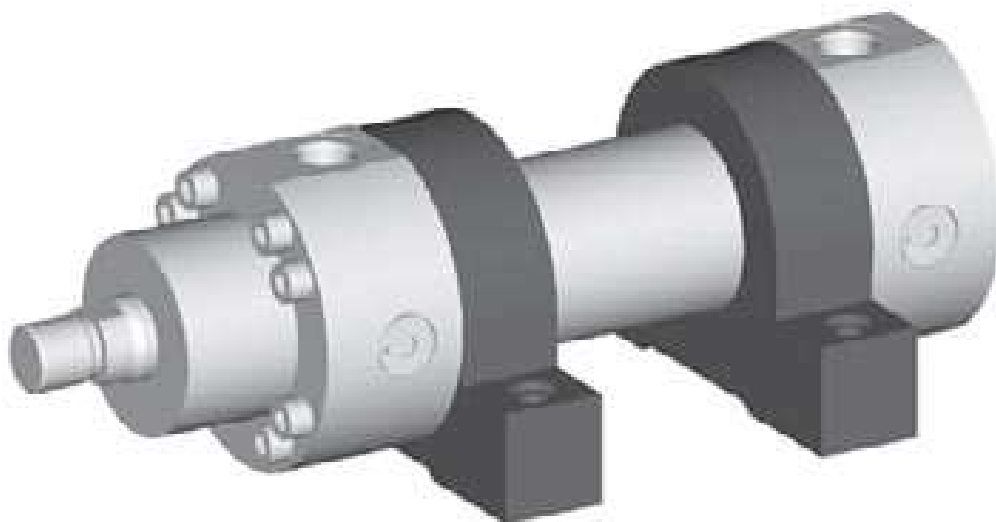
$$p = \frac{F_{zs}}{S_M} \Rightarrow S_M = \frac{F_{zs}}{p} = \frac{50000}{10 \cdot 10^6} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (56)$$

Volím průměr pístní tyče $\phi d_p = 0,09 \text{ m}$

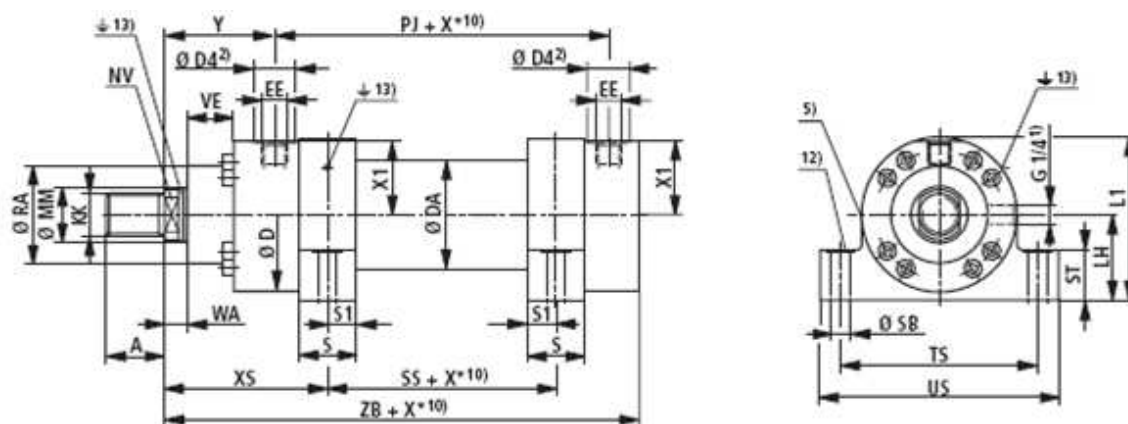
$$S_M = \frac{\pi \cdot (D_p^2 - d_p^2)}{4} \Rightarrow D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot S_M}{\pi} + d_p^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{\pi} + 0,09^2} = 120,3 \times 10^{-3} \text{ m} \quad (57)$$

Volím hydraulický válec s průměrem pístu $\phi D_p = 0,125 \text{ m}$ a pístnice $\phi d_p = 0,09 \text{ m}$ se zdvihem 4 m od společnosti Bosch Rexroth, spol. s r.o. do prostředí s nebezpečím výbuchu. Maximální rychlost zdvihu pístnice je $0,5 \text{ m/s}$. Obsahuje zařízení na odměřování dráhy vysunutí pístnice. Uchycení pístnice je provedeno kloubovou hlavou, která vyrovnává nepřesné uložení kolmo k ose hydraulického válce v rozmezí $\pm 4^\circ$.

Objednávací kod: CDH2 MS2/125/90/4000XE1X/F2CHDMWW



Obr. č. 22 Hydraulický válec [16]

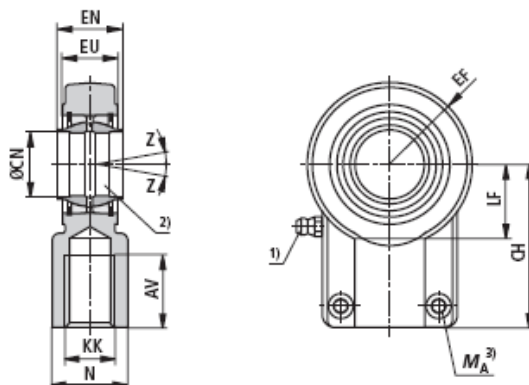


Obr. č. 23 Rozměry hydraulického válce [16]

Pozn. X* zdvih hydraulického válce 4 m

Ø D _p	Ø d _p	KK	A	US	Ø DA	Ø D	XS
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
125	80	M64x3	85	305	150	206	218
S	LH	Ø SB	ST	TS	L1	ZB	SS
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
70	105	26	67	255	208	396	75

Tab. č. 6 Rozměry válce [16]



Obr.č. 24 Kloubová hlava hydraulického válce [16]

ØD _p	Ød _s	Typ	AV	N	CH	EF	CN	EN	KK	Z	m
[mm]	[mm]	[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[°]	[kg]
125	80	CGKD80	86	91	180	92	80	80	M64x3	4°	15

Tab. č. 7 Rozměry kloubové hlavy [16]

7.3.2 Návrh a výpočet čerpadla

Skutečná plocha mezikruží mezi pístem a pístnicí.

$$S_{MS} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_p^2 - d_p^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,125^2 - 0,09^2) = 5,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (58)$$

Pracovní tlak ve válci při napínací síle F_{ZS} je potom

$$p_p = \frac{F_{ZS}}{S_{MS}} = \frac{50000}{5,9 \cdot 10^{-3}} = 8,5 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 8,5 \text{ MPa} \quad (59)$$

- Průtok Q [l/min]

$$Q = S_{MS} \cdot v_x = 0,59 \cdot 0,25 \cdot (10 \cdot 60) = 88,5 \text{ [l/min]} \quad (60)$$

- Geometrický objem V_g [cm³]

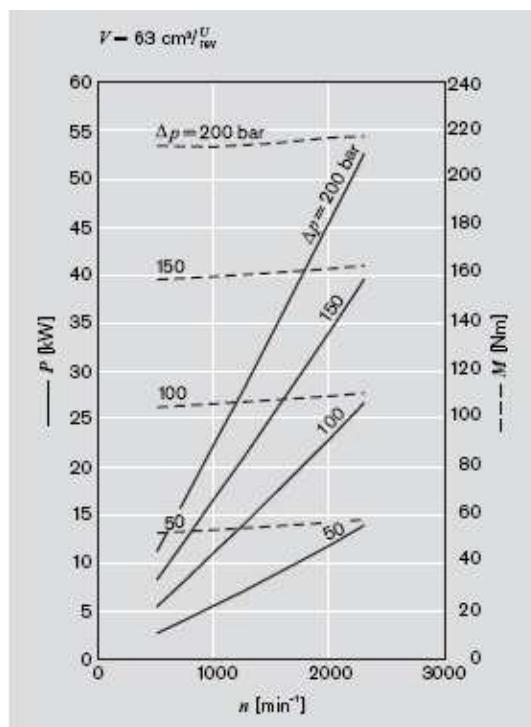
$$Q = V_g \cdot n \Rightarrow V_g = \frac{Q}{n} = \frac{88,5}{1465} = 0,0604 \text{ dm}^3 = 60,4 \text{ [cm}^3 \text{ / ot]} \quad (61)$$

- Návrh čerpadla

Zvolil jsem zubové čerpadlo od společnosti Bosch Rexroth, spol. s.r.o. s vnějším ozubením. Neobsahuje žádný hliník. Objednávací kod: AZPG-22-063RCB20MB180.



Obr. č. 25 Čerpadlo s vnějším ozubením [16]



Obr. č. 26 Charakteristika čerpadla [16]

Geom. objem (ccm/ot)	Moment (N.m)	Tlak (bar)	otáčky min^{-1}	Výkon (kW)
63	135	120	1465	20

Tab.č. 8 Charakteristika čerpadla [16]

- Pohon čerpadla

Nevýbušný trojfázový asynchronní motor nakrátko řady dSg-EP, od polské firmy CELMA SA.

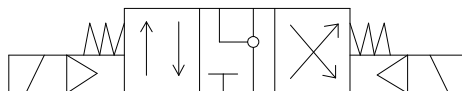
Jmenovitý výkon	22 [kW]
Velikost	180 L4
Hmotnost	225 [kg]
Otáčky	1465 [min^{-1}]
Účinnost	91,5 [%]
Jmenovitý moment	143 [N.m]

Tab. č.9 Charakteristika asynchronního motoru [20]

7.3.3 Charakteristika řídicích prvků

- Rozváděč 4/3

Čtyřcestný, třípolohový rozváděč s uzavřeným středem, elektromagnetické ovládání, střední poloha zajištěna pružinami. Výrobce Bosch Rexroth, spol. s.r.o.



Obr. č. 27 Schematická značka rozvaděče



Obr. č. 28 Rozvaděč 4/3 [16]

Světlost	DN10
Maximální provozní tlak	31,5 MPa
Maximální průtok	120 [l/min]
Hmotnost	4,4 [kg]
Prvek neobsahuje žádné části z hliníku.	

Tab. č. 10 Charakteristika rozvaděče [16]

- Tlakový ventil

Světlost	DN10
Maximální provozní tlak	40 MPa
Maximální průtok	120 [l/min]
Hmotnost	0,42 [kg]
Prvek neobsahuje žádné části z hliníku.	

Tab. č. 11 Charakteristika rozvaděče [16]

- Zpětný ventil

Světlost	DN10
Maximální provozní tlak	31,5 MPa
Maximální průtok	450 [l/min]
Hmotnost	0,3 [kg]
Prvek neobsahuje žádné části z hliníku.	

Tab. č. 12 Charakteristika zpětného ventilu [16]

- Škrťací ventil se zabudovaným zpětným ventilem



Obr. č. 29 Škrťací ventil se zabudovaným zpětným ventilem [16]

Světlost	DN10
Maximální provozní tlak	31,5 MPa
Maximální průtok	160 [l/min]
Hmotnost	3,1 [kg]
Prvek neobsahuje žádné části z hliníku.	

Tab. č. 13 Charakteristika škrťacího ventilu
se zabudovaným zpětným ventilem [16]

- Dvoucestný škrťací ventil se stabilizací tlakového spádu

Světlost	DN16
Maximální provozní tlak	31,5 MPa
Maximální průtok	160 [l/min]
Hmotnost	11,3 [kg]
Prvek neobsahuje žádné části z hliníku.	

Tab. č. 14 Dvoucestný škrťací ventil se stabilizací tlakového spádu [16]

- Dvoupolohový sedlový ventil

Světlost	DN10
Maximální provozní tlak	35 MPa
Maximální průtok	120 [l/min]
Hmotnost	0,37 [kg]
Prvek neobsahuje žádné části z hliníku.	

Tab. č. 15 Dvoupolohový sedlový ventil [16]

- Dvoucestný kulový ventil

Světlost	DN10
Maximální provozní tlak	35 MPa
Maximální průtok	125 [l/min]
Hmotnost	1,98 [kg]
Prvek neobsahuje žádné části z hliníku.	

Tab. č. 16 Dvoucestný kulový ventil [16]

- Tlakový spínač [17]

Typ IPN -160 od Hydac, spol s.r.o. s tlakovým rozsahem 1,2 až 15 MPa. Tyto spínače mají pístkovou konstrukci a jsou vybaveny mikrospínači, jejich kontakty umožňují jak spínací, tak rozpínací funkci. Při dosažení nastaveného tlaku je pohybem pístku aktivován mikrospínač. Nastavení požadovaného spínacího (či rozpínacího tlaku) dosáhneme pomocí regulačního šroubu s rukojetí. Neobsahuje žádné části z hliníku.

7.3.4 Snímač tlaku

Typ P2VA1 od německé firmy Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH. Vysoce trvanlivý a spolehlivý jednodílný ocelový měřicí prvek s rozsahem měřících tlaků do 50 MPa. Stupeň ochrany krytí IP67. Hmotnost 0,15 kg.



Obr. č. 30 Snímač tlaku [19]

7.4 Návrh akumulátoru

7.4.1 Zadané hodnoty

Minimální tlak v akumulátoru $p_1 = 9 \text{ [MPa]}$

Maximální tlak v akumulátoru $p_2 = 12 \text{ [MPa]}$

Využitelný objem kapaliny $\Delta V = 50 \text{ l}$

Polytropický koeficient $n = (1,1 \div 1,4)$

7.4.2 Návrh a výpočet celkového objemu akumulátoru

Z následujících dvou vztahu pro polytropickou stavovou změnu a užitečného objemu kapaliny $\Delta V = V_{AKU}$ si vyjádřím objem akumulátoru V_1 .

$$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n \quad (62)$$

$$\Delta V = V_1 - V_2 \quad (63)$$

Objem akumulátoru $V_1 \text{ [dm}^3\text{]}$

$$V_1 = \frac{\Delta V}{\left(1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}\right)} = \frac{50 \cdot 10^{-3}}{\left(1 - \left(\frac{9}{12}\right)^{\frac{1}{1,3}}\right)} = 0,252 \text{ [m}^3\text{]} = 252 \text{ [dm}^3\text{]} \quad (64)$$

Celkový potřebný objem akumulátoru V_0 si pak vyjádříme z následujících rovnic.

$$p_0 = p_1 - 0,5 \quad (65)$$

$$p_0 \cdot V_0 = p_1 \cdot V_1 \quad (66)$$

$$V_0 = \frac{p_1 \cdot V_1}{(p_1 - 0,5)} = \frac{9 \cdot 252}{(9 - 0,5)} = 266,8 \text{ [dm}^3\text{]} \cong 270 \text{ l} \quad (67)$$

Volím vakový akumulátor s označením 270-120/90-GD od firmy Olaer s.r.o [18]

7.5 Vyhláška Českého báňského úřadu č. 22/1989 Sb.

§184 Skladování plynů, hořlavých kapalin a tuhých maziv a manipulace s nimi.

Odstavec (11)

Zásobník hořlavých kapalin, který je součástí nebo příslušenstvím stacionárního strojního zařízení, musí být chráněn proti pádu horniny nebo jinému mechanickému poškození. Musí mít havarijní jímku, která je schopna pojmout největší používanou náplň zásobníku zvětšenou o 15 %.

7.6 Technické parametry

Pracovní prostředíSNM – prostředí s nebezpečím
výbuchu metanu
Pracovní mediumHydraulický olej HLP 68
Pracovní tlak hydraulického válce.....8,5 MPa
Zdvih hydraulického válce.....4 m
Teplota pracovního prostředí.....+2°C až 60 °C
Pracovní poloha.....vodorovná (není podmínkou)
Hmotnost hydraulického válce.....467 kg

7.7 Popis zařízení

Jednostranný přímočarý dvojčinný hydromotor slouží ke stálému napínání dopravního pásu konstantní napínací silou. Pístnice je v normálním stavu zatlačována do přímočarého hydromotoru, který je připevněn pomocí patek lícovanými šrouby na držáku hydraulického válce. Přední část pístnice je pomocí kloubové hlavy připevněna čepem k vahadlu napínacího vozíku. Pohyb pístnice je v krajních polohách tlumen tlumícími ucpávkami. V případě omezeného zdvihu hydraulického válce z důvodu trvalé deformace pásu se přestaví držák hydraulického válce do nové polohy.

7.8 Popis funkce

Zubové čerpadlo s vnějším ozubením (16) dodává do hydraulického obvodu tlak 12 MPa při otáčkách 1465 min^{-1} . Pohon zubového čerpadla je přes pružnou spojku (15) zajištěn 3-fázovým asynchronním motorem (14) v nevýbušném provedení. Tlakový spínač (10) udržuje hodnotu tlaku v pístovém akumulátoru (9) v rozmezí od 9 MPa do 12 MPa zapínáním a vypínáním pohonu. Při poklesu tlaku pod 9 MPa se přestaví dvoupolohový sedlový ventil (7) do polohy (b) než dojde ke zvýšení tlaku na 12 MPa. V poloze (b) dvoucestného sedlové ventilu je akumulátor odpojen od hydraulického obvodu hydraulického válce (2). Redukční ventily (13) chrání vakový akumulátor (9) před překročením maximálního tlaku a zubové čerpadlo (16) proti přetížení, jsou nastaveny na tlak 12 Mpa. Dvoucestný škrťací ventil se stabilizací tlakového spádu (8) stabilizuje průtok kapaliny z vakového akumulátoru (9). Při přestavění elektromagneticky ovládaného rozvaděče (6) do polohy (a) se zároveň otevře dvoupolohový sedlový ventil (7) do polohy (b) a hydraulický olej z vakového akumulátoru (9) je přiváděn pod píst (pístnice je zatlačována do válce) než dojde k dosažení pracovního tlaku 8,5 MPa na snímači tlaku (1) na hydraulickém válci (2) a tím k dosažení požadované napínací síly.

Tlak pod pístem je udržován na konstantní hodnotě pracovního tlaku 8,5 MPa tlakovým ventilem (4) při nastavení elektromagneticky ovládaného rozvaděče (6) v poloze (0). Při jeho překročení se bude pístnice hydraulického válce (2) vysouvat než poklesne pod stanovený pracovní tlak. Pracovní medium je tak odváděno zpět do nádrže (19). Při poklesu tlaku pod pracovní tlak hydraulického válce (2) se dopravní pás napne opětovným přestavěním elektromagneticky ovládaným rozvaděčem (6) do polohy (a) a zároveň otevřením dvoupolohového sedlového ventilu (7) do polohy (b). Tento proces se neustále opakuje. Rychlost zasouvání a vysouvání pístnice je dána nastavením škrťacích jednosměrných ventilu se zabudovanými zpětnými ventily (5). Při přestavování držáku do nové polohy se rozvaděč (6) přestaví do polohy (b) a zároveň se přestaví sedlový ventil do polohy (a).

Havarijní jímka (20) je schopna pojmout veškerou náplň hydraulického obvodu zvětšenou o 15 %.

Režim ovládaní	Poloha rozváděče (6)	Poloha sedlového ventilu (7)
Napínání pásu (zasouvání pístnice do válce)	(a)	(a)
Doplňování tlaku v akumulátoru	(0)	(b)
Udržování tlaku na konst. Pracovní hodnotě 8,5 MPa	(0)	(a)
Přestavování držáku hydraulického válce do nové polohy	(b)	(b)

Tab. č. 17 Grafický popis ovládaní hydraulického obvodu

8. PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

8.1 Výpočet šroubů poháněcí stanice

8.1.1 Síly působící na poháněcí stanici

Tíhová síla poháněcí stanice

$$G_{ps} = m_{ps} \cdot g = 28340 \cdot g = 278015,4 \text{ N} \quad (68)$$

Tahové síly od pásu – nabíhající a odbíhající síla

$$F_n = 167077,7 \text{ N}$$

$$F_o = 25000 \text{ N}$$

$$\text{Výsledná síla působící na poháněcí stanici } F_{vp} = F_n + F_o - G_{ps} \cdot \mu \quad (69)$$

Podmínka přenosu sil $F_t \geq F_{vp}$

$$\text{Třecí síla } F_t = F_m \cdot \mu \quad (70)$$

kde F_m je potřebné předpětí ve šroubech a μ je součinitel tření kov na kov.

$$\mu = 0,15 \text{ [-]}$$

Potřebné předpětí připadající na jeden šroub

$$F_m \geq \frac{F_n + F_o}{\mu} - G_{ps} \quad (71)$$

Potřebné předpětí připadající na jeden šroub

$$F_m \geq \frac{\frac{F_n + F_o}{\mu} - G_{ps}}{i} \quad (72)$$

Kde i je počet kotvících šroubů $i = 24 \text{ [-]}$

$$F_{m \min} = \frac{\frac{167077,7 + 25000}{0,15} - 278015,4}{24}$$

$$F_{m \min} = 41771 \text{ N}$$

8.1.2 Potřebný utahovací moment

$$M_u = M_{tz} + M_{tm}$$

$$M_u = F_m \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2} + F_m \cdot \frac{D_d + D_s}{2} \cdot f_n \quad [N.m]$$

Úhel stoupání:

$$\gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{s_z}{\pi \cdot d_2}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{3,5}{\pi \cdot 27,727}\right) = 2,3^\circ \quad (73)$$

Kde s_z je stoupání šroubu a d_2 je střední průměr závitu šroubů M 30 [9]

$$s_z = 3,5 \quad [mm]$$

$$d_2 = 27,727 \quad [mm]$$

Třecí úhel:

$$\varphi = \operatorname{arctg}\left(\frac{f_n}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,2}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)}\right) = 13^\circ \quad (74)$$

a po dosazení je utahovací moment připadající na jeden šroub

$$M_{up \min} \geq F_{m \min} \cdot \left[\operatorname{tg}(\gamma + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2} + \frac{D_d + D_s}{2} \cdot f_n \right] \quad (75)$$

Kde [9]

$$\text{vnitřní průměr podložky} \quad D_d = 31 \quad mm$$

$$\text{velikost otvoru klíče} \quad D_s = 46 \quad mm$$

$$\text{součinitel tření mezi maticí a podložkou} \quad f_n = 0,2 \quad [-]$$

a potom

$$M_{up \min} \geq 41771 \cdot \left[\operatorname{tg}(2,3 + 13) \cdot \frac{27,727 \cdot 10^{-3}}{2} + \frac{0,031 + 0,046}{2} \cdot 0,2 \right]$$

$$M_{up \min} \geq 480 \quad N.m$$

8.1.3 Napětí vzniklé utahovacím momentem

- Napětí v tahu

$$\sigma_t = \frac{F_{m \min}}{S_s} = \frac{4 \cdot F_{m \min}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 41771}{\pi \cdot 25,706^2} = 80,5 \text{ MPa} \quad (76)$$

kde je malý průměr závitu šroubu $d_3 = 25,706 \text{ mm}$

- Napětí v krutu

$$\tau_K = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_{m \min} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{41771 \cdot \frac{27,727}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,3 + 13)}{\frac{\pi \cdot 25,706^3}{16}} = 47,5 \text{ MPa} \quad (77)$$

- Výsledné redukované napětí dle HMM

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{80,5^2 + 3 \cdot 47,5^2} = 115,1 \text{ MPa} \quad (78)$$

- Statická bezpečnost vůči mezi kluzu

Pro třídu pevnosti šroubu 4.6 je mez kluzu $R_{e_s} = 4 \cdot 6 \cdot 10 = 240 \text{ MPa}$

$$k_s = \frac{R_{e_s}}{\sigma_{red}} = \frac{240}{115,1} = 2,1 [-] \quad (79)$$

Zvolená třída pevnosti šroubu vyhovuje statické bezpečnosti.

8.2 Výpočet šroubů napínací stanice

8.2.1 Síly působící na napínací stanici

Tíhová síla napínací stanice

$$G_{ns} = m_{ns} \cdot g = 9696,2 \cdot g = 95120 \text{ N} \quad (80)$$

Tahová síla od napínací stanice $F_{zs} = 50000 \text{ N}$

Výsledná síla působící na napínací stanici $F_{vn} = F_{zs} - G_{ns} \cdot \mu$

Podmínka přenosu sil $F_t \geq F_{vn}$

Třecí síla $F_t = F_m \cdot \mu$

kde F_m je potřebné předpětí ve šroubech a μ je součinitel tření kov na kov.

$$\mu = 0,15 \text{ [-]}$$

Potřebné předpětí připadající na jeden šroub

$$F_m \geq \frac{F_{zs}}{\mu} - G_{ns} \quad (81)$$

Potřebné předpětí připadající na jeden šroub

$$F_m \geq \frac{\frac{F_{zs}}{\mu} - G_{ns}}{i} \quad (82)$$

Kde i je počet kotvících šroubů $i = 20 \text{ [-]}$

$$F_{m \min} = \frac{\frac{50000}{0,15} - 95120}{20}$$

$$F_{m \min} = 11910,7 \text{ N}$$

8.2.2 Potřebný utahovací moment

$$M_u = M_{tz} + M_{tm}$$

$$M_u = F_m \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2} + F_m \cdot \frac{D_d + D_s}{2} \cdot f_n \quad [N.m]$$

Úhel stoupání:

$$\gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{s_z}{\pi \cdot d_2}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{3,5}{\pi \cdot 27,727}\right) = 2,3^\circ \quad (83)$$

Kde s_z je stoupání šroubu a d_2 je střední průměr závitu šroubů M 30 [9]

$$s_z = 3,5 \quad [mm]$$

$$d_2 = 27,727 \quad [mm]$$

Třecí úhel:

$$\varphi = \operatorname{arctg}\left(\frac{f_n}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,2}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)}\right) = 13^\circ \quad (84)$$

a po dosazení je utahovací moment připadající na jeden šroub.

$$M_{up \min} \geq F_{m \min} \cdot \left[\operatorname{tg}(\gamma + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2} + \frac{D_d + D_s}{2} \cdot f_n \right] \quad (85)$$

Kde [9]

$$\text{vnitřní průměr podložky} \quad D_d = 31 \quad mm$$

$$\text{velikost otvoru klíče} \quad D_s = 46 \quad mm$$

$$\text{součinitel tření mezi maticí a podložkou} \quad f_n = 0,2 \quad [-]$$

a potom

$$M_{up \min} \geq 11910,7 \cdot \left[\operatorname{tg}(2,3 + 13) \cdot \frac{27,727 \cdot 10^{-3}}{2} + \frac{0,031 + 0,046}{2} \cdot 0,2 \right]$$

$$M_{up \min} \geq 136,9 \quad N.m$$

8.2.3 Napětí vzniklé utahovacím momentem

- Napětí v tahu

$$\sigma_t = \frac{F_{m \min}}{S_s} = \frac{4 \cdot F_{m \min}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 11910,7}{\pi \cdot 25,706^2} = 22,95 \text{ MPa} \quad (86)$$

kde je malý průměr závitu šroubu $d_3 = 25,706 \text{ mm}$

- Napětí v krutu

$$\tau_K = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_{m \min} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{11910,7 \cdot \frac{27,727}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,3 + 13)}{\frac{\pi \cdot 25,706^3}{16}} = 13,54 \text{ MPa} \quad (87)$$

- Výsledné redukované napětí dle HMH

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{22,95^2 + 3 \cdot 13,54^2} = 32,8 \text{ MPa} \quad (88)$$

- Statická bezpečnost vůči mezi kluzu

Pro třídu pevnosti šroubu 3.6 je mez kluzu $R_{e\check{s}} = 3 \cdot 6 \cdot 10 = 180 \text{ MPa}$

$$k_s = \frac{R_{e\check{s}}}{\sigma_{red}} = \frac{180}{32,8} = 5,5 \text{ [-]} \quad (89)$$

Zvolená třída pevnosti šroubu vyhovuje statické bezpečnosti.

8.3 Kontrola čepů kloubové hlavy

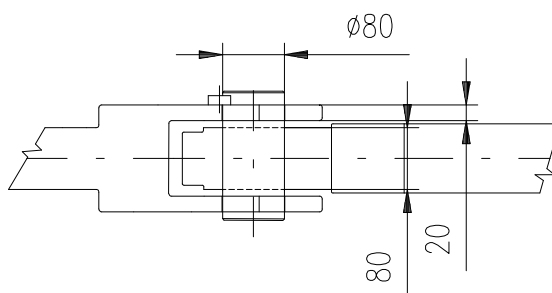
Průměr čepu $d_{\epsilon} = 0,08 \text{ [m]}$

Délka táhla $l_1 = 0,02 \text{ [m]}$

Délka kloubové hlavy $l_2 = 0,08 \text{ [m]}$

Pro ocel 11 373 je dovolený měrný tlak $p_{D\epsilon} = 80 \text{ MPa}$ a dovolené napětí ve střihu

$\tau_{DS} = 50 \text{ MPa}$



Obr. č.31 Spojení hydraulického válce a napínacího vozíku

8.3.1 Kontrola měrného tlaku

V čepu

$$p_{\epsilon} = \frac{F_{zs}}{d_{\epsilon} \cdot l_2} = \frac{50000}{80 \cdot 80} = 7,8 \text{ MPa} \quad (90)$$

$p_{\epsilon} < p_{D\epsilon} \dots\dots$ vyhovuje

V táhle

$$p_t = \frac{F_{zs}}{d_{\epsilon} \cdot l_1} = \frac{50000}{80 \cdot 20} = 31,25 \text{ MPa} \quad (91)$$

$p_t < p_{D\epsilon} \dots\dots$ vyhovuje

8.3.2 Kontrola na střih

$$\tau_{\epsilon} = \frac{F_{zs}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\epsilon}^2}{4}} = \frac{50000}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 80^2}{4}} = 5 \text{ MPa} \quad (92)$$

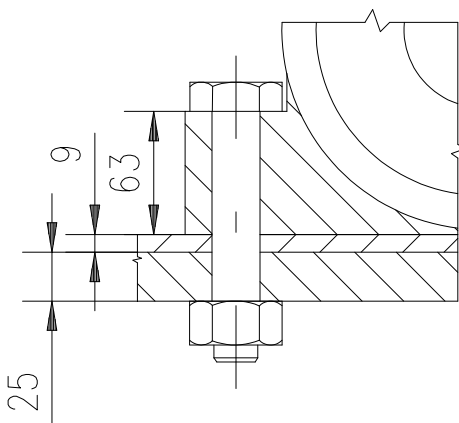
$\tau_{\epsilon} < \tau_{DS} \dots\dots$ vyhovuje

8.4 Výpočet kotvicích šroubu hydraulického válce

Připojení hydraulického válce k držáku je realizováno rozebíratelným spojením pomocí lícovaných šroubů. Předběžně volím velikost šroubu M24x2 třídy 8.8 s dovoleným napětím v tahu $R_{e\dot{s}} = 640 \text{ MPa}$. Jedná se o vysokopevnostní šrouby. Volím koeficient statické bezpečnosti $k_s = 1,5$.

8.4.1 Přenos zatížení třením

Dovolený tlak v závitech šroubu $p_{DZ} = 150 \text{ MPa}$.



Obr. č. 32 Upevnění hydraulického válce

- Síla připadající na jeden šroub

$$F_{\dot{s}} = \frac{F_{ZS}}{4 \cdot \mu} = \frac{50000}{4 \cdot 0,15} = 83333,3 \text{ [N]} \quad (93)$$

- Tahové napětí ve šroubu

$$\beta \cdot \sigma_{i\dot{s}} \leq \sigma_{dov} = \frac{R_{e\dot{s}}}{k_s} \quad (94)$$

$$\beta \cdot \sigma_{i\dot{s}} = \beta \cdot \frac{F_{\dot{s}}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = 1,3 \cdot \frac{83333,3}{\frac{\pi \cdot 21,546^2}{4}} \leq \frac{640}{1,5}$$

$297,1 < 426,67 \text{ [MPa]}$...šrouby pevnostně vyhovují

Součinitel zohledňující dynamické zatížení β [-]

➤ Namáhání závitů šroubu na otlačení

$$p_z = \frac{F_s}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} \quad (95)$$

$$p_z = \frac{83333,3}{\pi \cdot 22,701 \cdot 1,0825 \cdot 10}$$

$$p_z = 108 \text{ MPa} < p_{DZ} \dots \text{vyhovuje}$$

Nosná hloubka závitů

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{24 - 21,835}{2} = 1,0825 \text{ mm} \quad (96)$$

Počet závitů matice z [–]

$$z = \frac{h_m}{p} = \frac{21,5}{2} = 10,75 \approx 10 \text{ [–]} \quad (97)$$

h_m - výška hlavy matice [mm]

➤ Potřebný utahovací moment

$$M_u = M_{tz} + M_{tm}$$

$$M_u = F_s \cdot tg(\gamma + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2} + F_s \cdot \frac{D_d + D_s}{2} \cdot f_n \text{ [N.m]}$$

Úhel stoupání:

$$\gamma = \arctg\left(\frac{s_z}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{2}{\pi \cdot 22,701}\right) = 1,6^\circ \quad (98)$$

kde s_z je stoupání šroubu a d_2 je střední průměr závitů šroubů M 24 [9]

$$s_z = 2 \text{ [mm]}$$

$$d_2 = 22,701 \text{ [mm]}$$

Třecí úhel:

$$\varphi = \arctg\left(\frac{f_n}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}\right) = \arctg\left(\frac{0,2}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)}\right) = 13^\circ \quad (99)$$

Diplomová práce

a po dosazení je utahovací moment připadající na jeden šroub

$$M_{up\ min} \geq F_s \cdot \left[tg(\gamma + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2} + \frac{D_d + D_s}{2} \cdot f_n \right] \quad (100)$$

Kde [9]

vnitřní průměr podložky $D_d = 25\ mm$

velikost otvoru klíče $D_s = 36\ mm$

součinitel tření mezi maticí a podložkou $f_n = 0,2\ [-]$

a potom

$$M_{up\ min} \geq 83333,3 \cdot \left[tg(1,6 + 13) \cdot \frac{22,701 \cdot 10^{-3}}{2} + \frac{0,025 + 0,036}{2} \cdot 0,2 \right]$$

$$M_{up\ min} \geq 754,7\ N.m$$

8.4.2 Přenos zatížení stříhem dřívků šroubů

Dovolené napětí šroubu ve smyku $\tau_{DOVS} = 0,4 \cdot R_{es} = 0,4 \cdot 640 = 256\ MPa$

Dovolené otláčení dřívku šroubu $p_{Dd} = 0,8 \cdot R_{es} = 0,8 \cdot 640 = 512\ MPa$

Dovolené otláčení pro ocel 11375 $p_d = 120\ MPa$

➤ Smykové napětí

$$\tau_s = \frac{F_s}{i \cdot \frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} = \frac{83333,3}{4 \cdot \frac{\pi \cdot 25^2}{4}} = 42,4\ MPa \quad (101)$$

$$\tau_s < \tau_{DOVS}$$

Kde:

i - počet šroubů

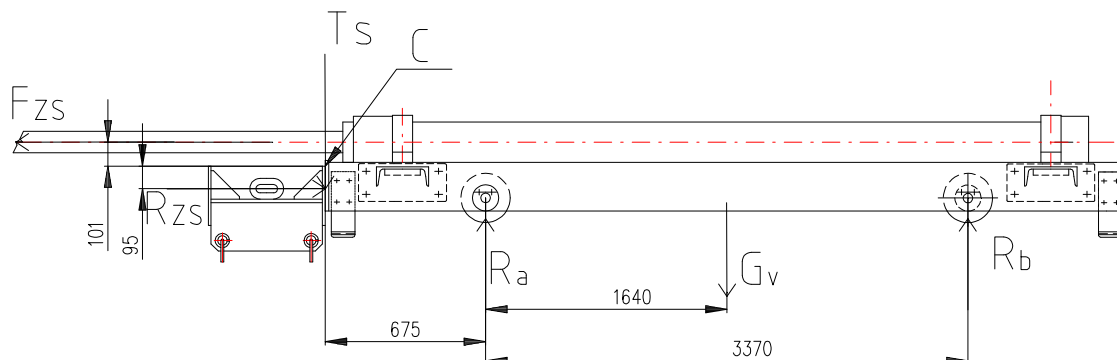
d_s – průměr dřívku šroubu

➤ Otláčení dřívku šroubu

$$p_s = \frac{F_s}{d_s \cdot l_{sd}} = \frac{83333,3}{25 \cdot 34} = 98\ MPa \quad (102)$$

Kde: l_{sd} – střížná délka šroubu

8.5 Kontrola na klopení držáku hydraulického válce



Obr.č.33 Rozměry a působení sil na držáku válce

Aby nedocházelo k naklopení vozíku musí být splněna tato podmínka: $R_b \geq 0$

Podmínky rovnováhy:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0 \Rightarrow -F_{ZS} + R_{ZS} = 0 \quad (103)$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0 \Rightarrow G_v + T_s - R_a - R_b = 0 \quad (104)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{ic} = 0 \Rightarrow F_{ZS} \cdot 101 + R_{ZS} \cdot 95 - G_v \cdot (675 + 1640) + R_a \cdot 675 + R_b \cdot (675 + 3370) = 0 \quad (105)$$

$$\text{Tíha vozíku: } G_v = m_d \cdot g = 1365,2 \cdot 9,81 = 13392,6 \text{ N} \quad (106)$$

$$\text{Třecí síla: } T_s = R_{zs} \cdot \mu = 50000 \cdot 0,15 = 7500 \text{ N} \quad (107)$$

Z podmínky (103) plyne: $R_{ZS} = F_{ZS} = 50000 \text{ N}$

Z podmínky (104) si vyjádřím R_a

$$R_a = G_v - T_s - R_b \quad (108)$$

Z podmínky (105) vypočteme velikost síly R_b pomocí vztahu(108):

$$F_{ZS} \cdot 101 + R_{ZS} \cdot 95 - G_v \cdot (675 + 1640) + (G_v + T_s - R_b) \cdot 675 + R_b \cdot (675 + 3370) = 0$$

$$R_b = \frac{-F_{ZS} \cdot 101 - R_{ZS} \cdot 95 + G_v \cdot (675 + 1640) - G_v \cdot 675 - T_s \cdot 675}{3370}$$

$$R_b = \frac{-50000 \cdot 101 - 50000 \cdot 95 + 13392,6 \cdot (675 + 1640) - 13392,6 \cdot 675 - 7500 \cdot 675}{3370}$$

$$R_b = 2107,2 \text{ N} \Rightarrow R_b > 0 \text{ nedochází tedy k naklopení držáku hydraulického válce}$$

8.6 Kontrola jednotlivých dílů MKP

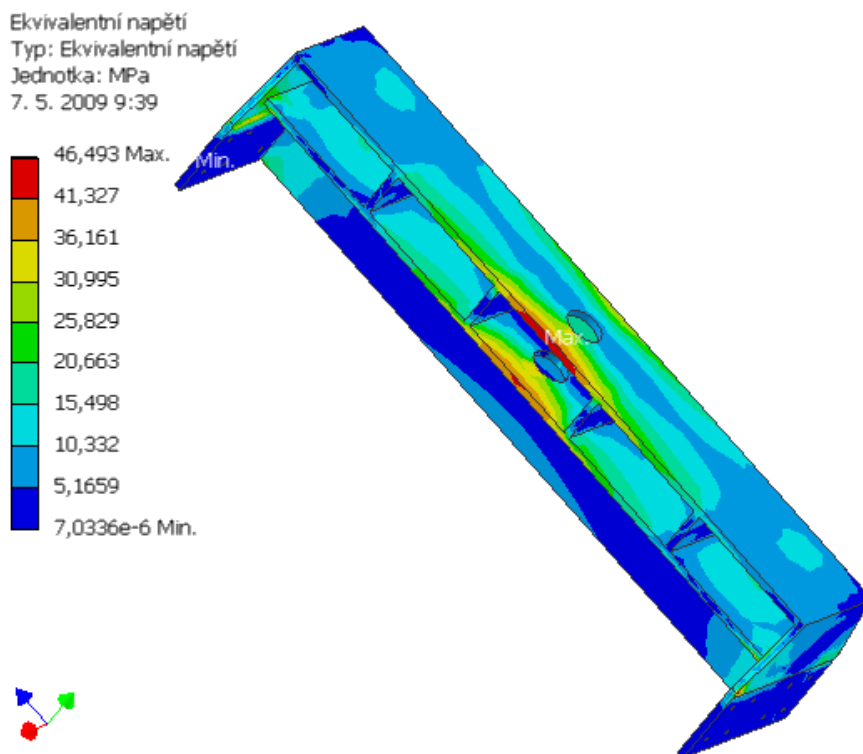
Při výpočtech byl použitý program Autodesk Inventor Professional 2009.

Ocel 11375	
Youngův modul	$2,1 \times 10^5$ MPa
Poissonova konstanta	0,3
Mez kluzu	275 MPa
Mez pevnosti v tahu	448 MPa

Tab. č. 18 Mechanické vlastnosti Oceli 11735

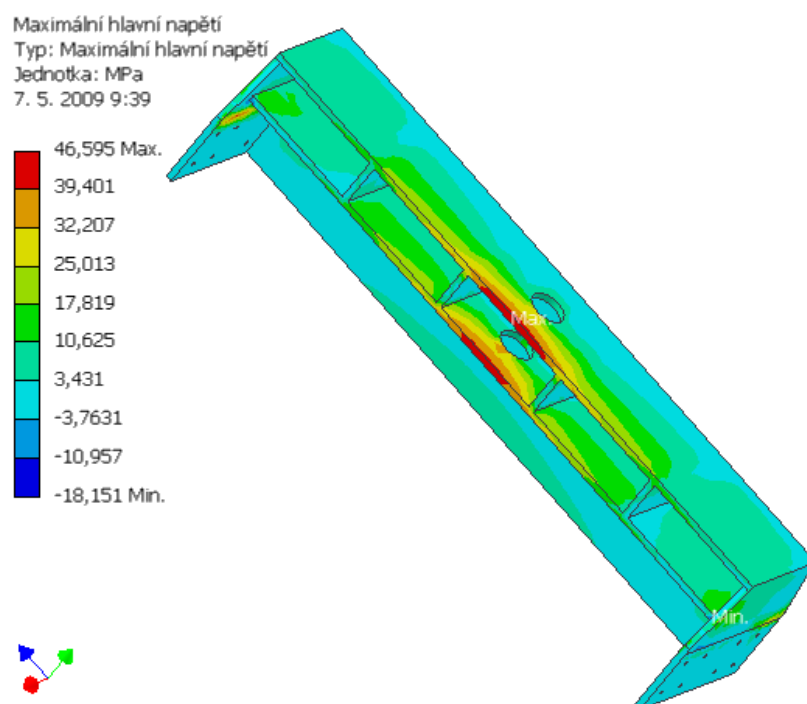
8.6.1 Příčnik napínacího vozíku

➤ Ekvivalentní napětí



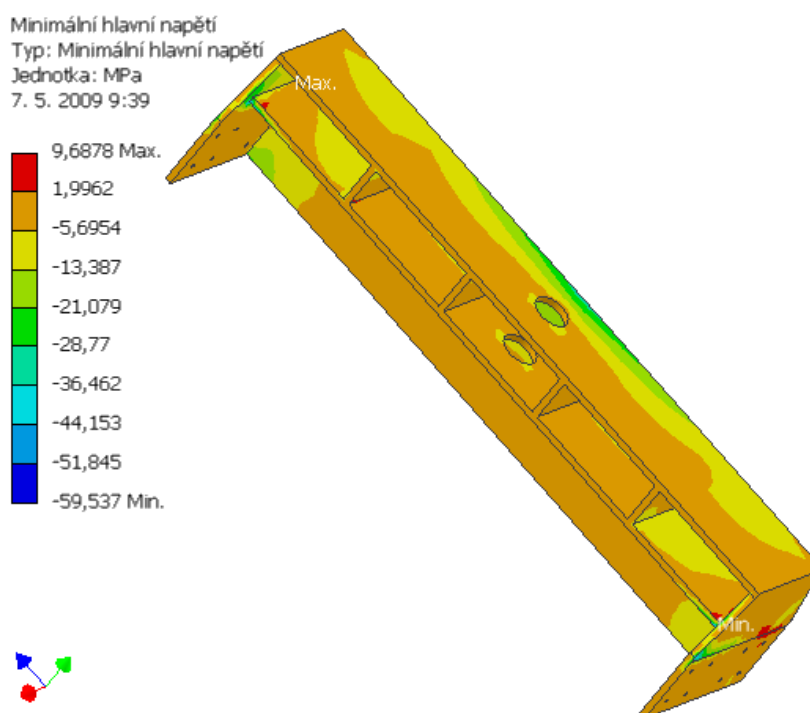
Obr. č. 34 Ekvivalentní napětí

➤ Maximální hlavní napětí



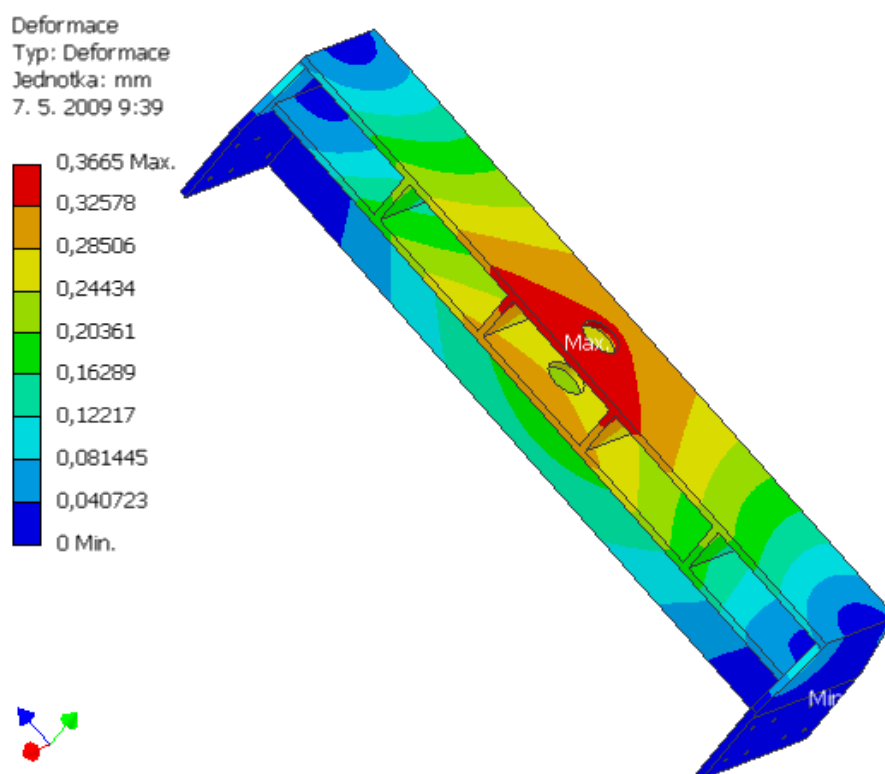
Obr. č. 35 Maximální hlavní napětí

➤ Minimální hlavní napětí



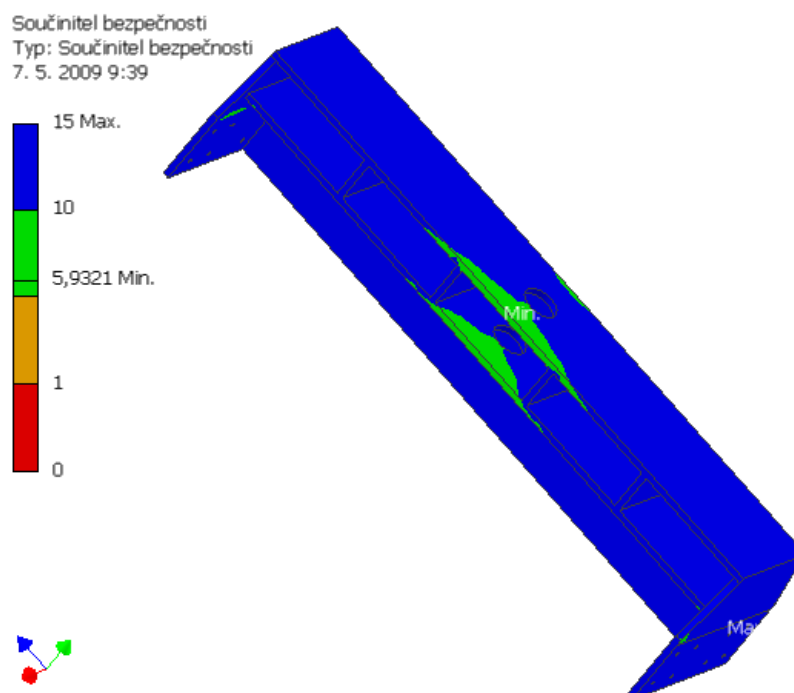
Obr. č. 36 Minimální hlavní napětí

➤ Deformace



Obr.č. 37 Deformace

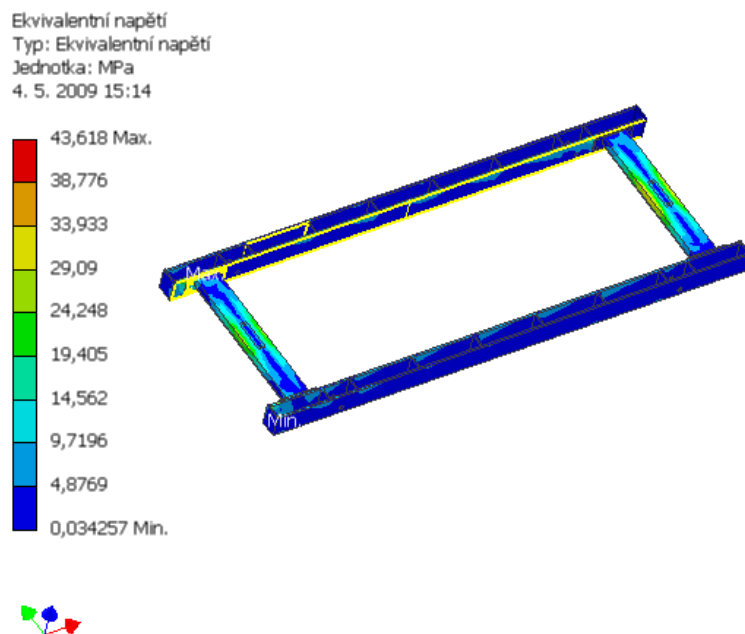
➤ Součinitel bezpečnosti



Obr. č. 38 Součinitel bezpečnosti

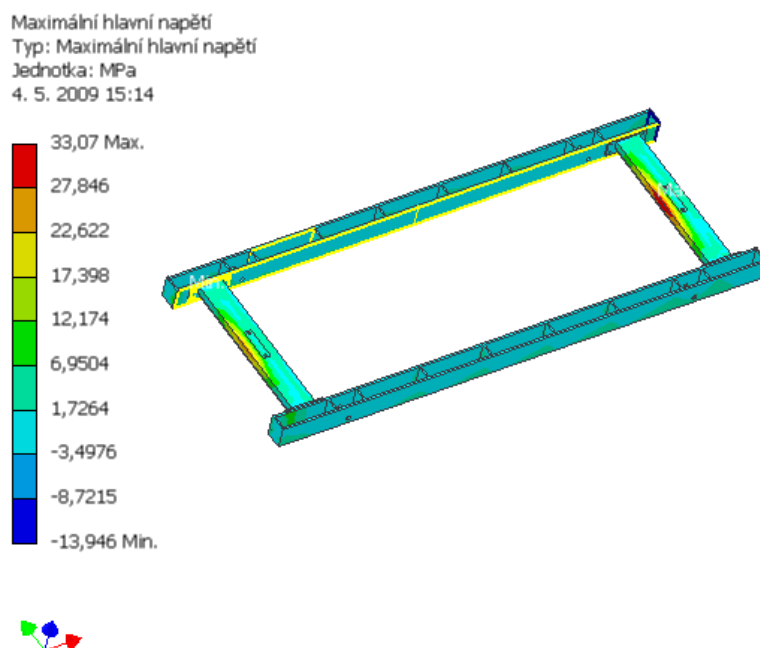
8.6.2 Držák hydraulického válce

➤ Ekvivalentní napětí



Obr. č. 39 Ekvivalentní napětí

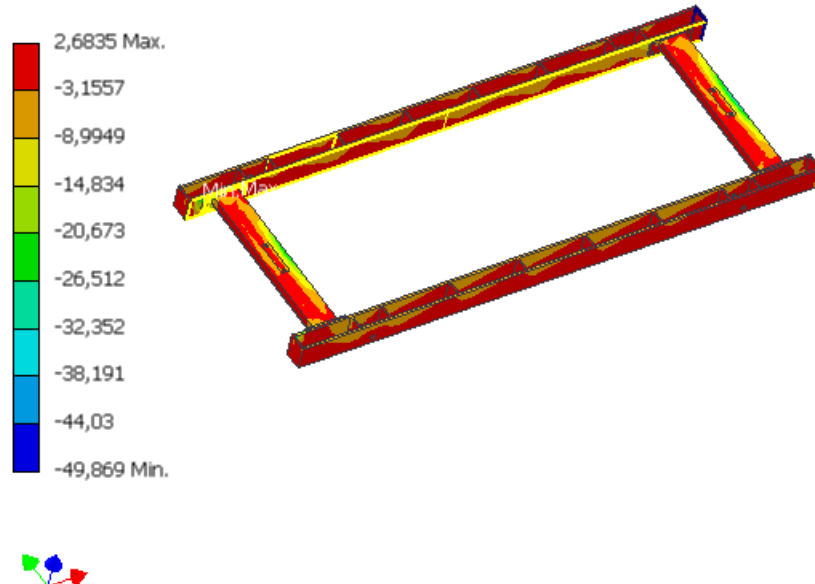
➤ Maximální hlavní napětí



Obr. č. 40 Maximální hlavní napětí

➤ Minimální hlavní napětí

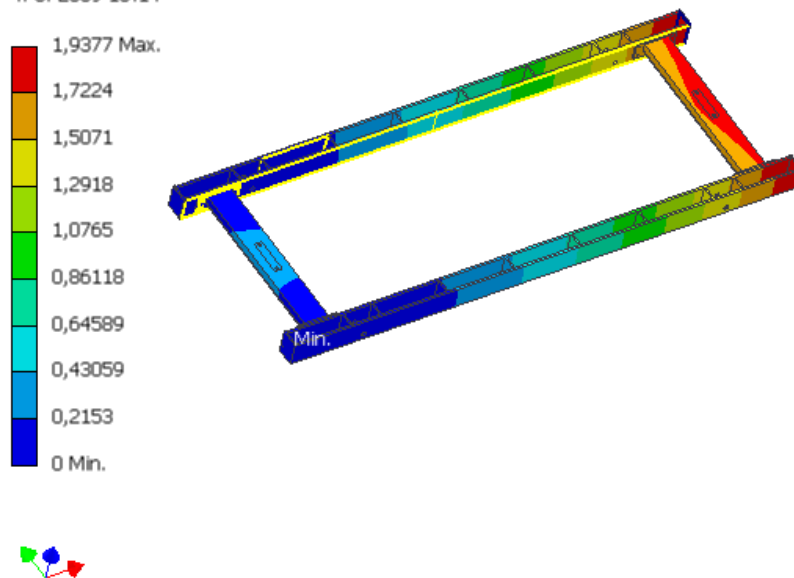
Minimální hlavní napětí
Typ: Minimální hlavní napětí
Jednotka: MPa
4. 5. 2009 15:14



Obr. č. 41 Minimální hlavní napětí

➤ Deformace

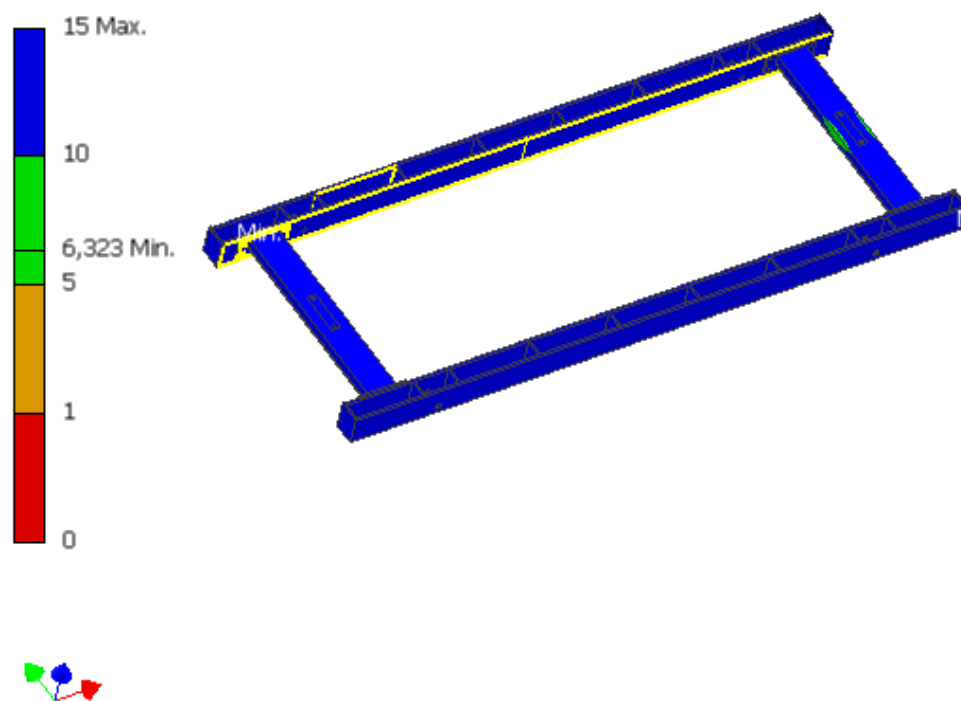
Deformace
Typ: Deformace
Jednotka: mm
4. 5. 2009 15:14



Obr. č. 42 Deformace

➤ Součinitel bezpečnosti

Součinitel bezpečnosti
Typ: Součinitel bezpečnosti
4. 5. 2009 15:14



Obr. č. 43 Součinitel bezpečnosti

9. ZÁVĚR

Zadáním diplomové práce bylo navrhnout hydraulické napínací zařízení dlouhých pásových dopravníků s danými parametry.

Nejprve jsem postupoval dle výpočtu normy ČSN ISO4058 pásové dopravníky, a tím zjistil potřebné parametry. Pásový dopravník pohánějí 4 pohonné jednotky o výkonu 160 kW v nevýbušném provedení. Dopravní pás je nesnadno hořlavý GTP EP 1400/4 navrhnutý s desetinásobnou bezpečností.

Hlavním úkolem bylo navrhnout hydraulické napínací zařízení dlouhých pásových dopravníků. Analýzou tahových sil v páse jsem zjistil potřebný zdvih napínacího zařízení v ustáleném chodu pásového dopravníku a v režimu rozběhu a brzdění. Na základě předcházejících výpočtů jsem k napínání použil hydraulický válec se zdvihem 4 m. Při konstrukčním návrhu hydraulického napínacího zařízení jsem vycházel z koncepce pneumatického napínacího zařízení firmy Ostroj a. s. Navrhl jsem držák hydraulického válce a uchycení pístnice k napínacímu vozíku. Navrhnuté díly byly pevnostně zkontrolovány metodou konečných prvků. Hydraulický válec vyrovnává nerovnoměrné prodloužení dopravního pásu a udržuje konstantní napínací sílu. Je vybaveny zařízením na odměřování dráhy vysunutí pístnice.

Prvky hydraulického napínacího zařízení jsou navrženy na konkrétní parametry důlního pásového dopravníku. Při aplikaci na jiné parametry pásových dopravníků by musely být znovu navrženy a seřízeny jednotlivé prvky hydraulického obvodu.

10. SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ

- [1] Polák J., Pavliska J., Slíva A.: Dopravní a manipulační zařízení I, VŠB-TU Ostrava, 2001
- [2] Dražan F., Jeřábek K.: Manipulace s materiálem,
1. vydání SNTL/ALFA Praha 1979 str. 197-200
- [3] Antoniuk J.: Przenosniki taszmove. ISBN 83-7335-266-X, Gliwice, 2004
- [4] Vyhláška Českého Baňského úřadu č. 22/1989 SB.
- [5] Kopáček, J., Pavlok B.: Tekutinové mechanismy. Skripta. VŠB-TU Ostrava, 2005
ISBN 80-248-0586-0
- [6] Pavlok, B.:Hydraulické prvky a systémy. Díl 2, Řídící prvky hydrostatických systémů,
příslušenství hydrostatických obvodů. Skripta. VŠB-TU Ostrava, 2008.
ISBN 978-80-248-1827-6
- [7] Dopravník pásový DP1201/1 Návod k použití
6. vydání Ostroj Opava, a.s. Divize důlní stroje
- [8] ČSN ISO5048 “Pásové dopravníky s nosnými válečky”
Výpočty výkonu a tahových sil; účinnost od března 1994
- [9] Leinveber J.; Vávra P.: Strojnické tabulky, třetí doplněné vydání
Albra, Úvaly 2006; ISBN 80-7361-033-7
- [10] FTT Fabryka Taśm Transporterowych, Pryżové pásy s tkaninovou vložkou,
nesnadno hořlavé GTP, Stomil Wolbrom s. a.
- [11] Transa a.s. Válečky a válečkové stolice, www.transa.cz
- [12] ČSN 263102- Pásové dopravníky
- [13] Pružné spojky Rathí, www.rathicouplings.com
- [14] Siemens a.s., Trojfázové nevýbušné asynchronní motory nakrátko, www.siemens.cz
- [15] SEW-EURODRIVE CZ s.r.o. , kuželočelní přírubová dvoustupňová převodovka,
www.sew-eurodrive.cz/
- [16] Bosch Rexroth, spol. s.r.o. Hydraulický válec, zubové čerpadlo a řídicí prvky,
www.boschrexroth.com
- [17] Hydac, spol s.r.o., řídicí prvky, www.hydac.cz
- [18] Olaer cz, s.r.o., Pistový akumulátor www.olaer.cz
- [19] Hoottinger Baldwin messtechnik GmbH, Tlakový snímač, www.hbm.cz
- [20] CELMA SA, Trojfázové nevýbušné asynchronní motory nakrátko,
www.motors.celma.pl

11. SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

SN2KID01-01 - Sestava pásového dopravníku

SN2KID01-02 – Sestava napínacího zařízení

Děkuji Prof. Ing. Polákovi CSc. a Ing. Pělovi za jejich odborné rady při řešení diplomové práce.